



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

**FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA HÍBRIDA PARA PROCESOS DE
ROLADO DE LÁMINA DE ½" Y CURVADO DE PERFILES
SCHEDULE 40 DE 4" DE DIÁMETRO EN LA EMPRESA SOLINPA
E I R L EN LA CIUDAD DE TRUJILLO.**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

AUTORES

WILLINGTON ARTURO CABRERA PÉREZ

ESTALFER JUSEYM RODRÍGUEZ ALAYO

ASESOR

LUIS ALBERTO JULCA VERASTEGUI

LINEA DE INVESTIGACION

MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE SISTEMAS ELECTROMECAÑICOS

TRUJILLO - PERU

2018

PAGINA DE JURADO

El jurado evaluador del presente proyecto de investigación para obtener el título profesional de INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA que ha mencionado el bachiller en mención; acuerda aprobar por unanimidad y recomienda la publicación y difusión del mismo para conocimiento de la comunidad académica.

Dr. Jorge Antonio Inciso Vásquez
Presidente

Dr. Luis Alberto Julca Verastegui
Secretario

Dr. Jorge Eduardo Lujan López
Vocal

DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo en primer lugar a Dios, por permitir que mis metas se cumplan y por darme la sabiduría y fuerzas para seguir adelante y superar los obstáculos que se presentan en el camino de la vida.

A mis padres por apoyarme en todo momento y porque, aunque no estén cerca de mí, siempre me brindan su apoyo y todo su cariño.

A mi esposa por estar a mi lado apoyándome dándome ánimos para así culminar mi meta que es ser Ingeniero Mecánico Eléctrico, y a mis hermanos que siempre me brindan sus consejos para poder lograr mi meta.

Estalfer Rodríguez

Dedico este proyecto de tesis al forjador y formador de mi vida a Dios Todopoderoso que me dio la fuerza y sabiduría necesaria para seguir este camino del conocimiento humano.

También dedicar este proyecto de tesis a una persona muy especial en mi vida, que, aunque no nací de ella me dio todo el amor que solo una madre puede dar, su ternura, cariño y los consejos que me dio los recibí y valore con mucho amor que, aunque ya no esté con nosotros, estas presente en mi corazón y estoy seguro que estas junto a nuestro Padre Celestial y que algún día nos volveremos a encontrar.

Para ti con mucho amor Mi Madre espiritual Micaela Barahona Romualdo

Willington Cabrera

AGRADECIMIENTO

Primeramente, agradecer inmensamente a Dios padre, por darme las fuerzas y valor para culminar una etapa más en mi vida, agradezco también a mis padres por demostrarme que siempre puedo confiar en ellos, a mi esposa por todo el amor y cariño y que siempre podre confiar en ella.

A mis hermanos por apoyarme en todo momento y sobre todo por aconsejarme a afrontar los retos que se presentaron a lo largo de la vida.

A nuestro asesor el Ingeniero Luis Julca Verastegui por toda todo el apoyo brindado durante la elaboración de este proyecto.

Al Ing. Jorge Lujan por su apoyo en el desarrollo de este proyecto.

Estalfer Rodriguez

Primeramente, agradecer a Dios por darme el conocimiento, a mi esposa por su apoyo incondicional, a mis padres y mis suegros por sus buenos consejos en cada decisión que tome, y porque confiaron en mí. A toda mi familia porque estuvieron siempre animándome a lograr mis metas.

Quiero agradecer a mi Alma Matter Universidad Cesar Vallejo, la facultad de Ingeniería Mecánica por darme la posibilidad de estudiar en su institución, a mis profesores que me brindaron sus conocimientos para que este proyecto de tesis sea posible.

También un agradecimiento especial al Ingeniero Jorge Lujan por sus buenos consejos, su permanente ayuda, sus conocimientos brindados en mi formación universitaria.

Willington Cabrera

DECLARACION DE AUTENTICIDAD

Nosotros Estalfer Juseym Rodriguez Alayo con DNI N°: 46751899 y Willington Arturo Cabrera Pérez con DNI N°: 41719482 a efecto de cumplir con las normas vigentes consideradas en el reglamento de grados y títulos de la Universidad Cesar Vallejo, facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica declaramos bajo juramento que todos los documentos acompañados son transparentes y autentica.

En tal sentido asumimos la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual nos sometemos a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad Cesar Vallejo.

Trujillo 2018

Estalfer Rodriguez Alayo

Willington Cabrera Pérez

Autores

PRESENTACION

Señores miembros del jurado, presentamos ante ustedes nuestra tesis titulada “DISEÑO DE UNA MAQUINA HIBRIDA PARA PROCESOS DE ROLADO DE LÁMINA DE ½” Y CURVADO DE PERFILES SCHEDULE 40 DE 4” DE DIÁMETRO EN LA EMPRESA SOLINPA E I R L EN LA CIUDAD DE TRUJILLO.” En cumplimiento con el reglamento de grados y títulos de la Universidad Cesar Vallejo para obtener el título de Ingeniero Mecánico Electricista.

Por lo tanto, consideramos que el esfuerzo en el presente trabajo cumpla con sus expectativas. Ponemos a su consideración este trabajo para su respectiva evaluación y de esta manera poder obtener su aprobación.

INDICE

I.	INTRODUCCION	13
1.1.1	A nivel internacional	13
1.1.2	A nivel nacional	14
1.1.3.	A nivel local	15
1.2.	Trabajos Previos	16
1.3.	Teorías Relacionadas al Tema	19
1.3.1.	Maquina Hibrida:	19
1.3.2-	Rolado	19
1.3.3.	Curvado	25
1.3.4-	Diseño de una maquina	33
1.3.5	- Momento de inercia	36
1.3.6-	Matriz morfológica	36
1.3.7.	Momento de plasticidad	36
1.3.8.	Esfuerzo de Von Mises	36
1.3.9.	Esfuerzo cortante	37
1.3.10.	Factor de seguridad.....	37
1.3.11.	Esfuerzo Axial.	37
1.3.12.	Torsión.....	37
1.3.13.	Fuerza de rozamiento.....	37
1.3.14.	Esfuerzo de apoyo.	38
1.3.15.	Especificaciones técnicas	38
1.3.16.	Detalle de Sistema Hidráulico:	38
1.3.17.	Reductor de planetarios:.....	39
1.4.	Formulación del problema	40
1.5.	Justificación del Estudio	40
1.5.1.	Justificación tecnológica.	40
1.5.2.	Justificación institucional.	40
1.5.4.	Justificación económica	41
1.6.	Hipótesis.....	42
1.7.	Objetivos	42
1-7-1.	Objetivo general	42

1.7.2. Objetivos específicos.....	42
II- METODO	43
2.1. Diseño de investigación.....	43
2.2. Variable, Operacionalizacion.....	43
2.2.1. Variable	43
2.2.2. Operacionalización de variable	44
2.3. Población, muestra.....	44
Criterios de selección.	44
2.4. Técnicas e instrumentación de recolección de datos, validez y confiabilidad:.....	46
2.4.1- técnicas:	46
2.4.2. Instrumentos de recolección de datos:.....	46
Recursos y presupuestos.....	47
Recursos:.....	47
- PRESUPUESTOS:.....	49
III- RESULTADOS	50
3.1- LISTA DE EXIGENCIAS	50
3.3- Formulas y cálculos utilizados en el diseño de la maquina hibrida (roladora- curvadora).....	54
3.4- Simulación del diseño CAD (SOLIDWORK VERSION ESTUDIANTEL).....	99
3.5- Costo de fabricación de la maquina hibrida	111
IV- DISCUSION:	112
V. CONCLUSIONES.....	115
VII. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	117
VIII. ANEXOS.....	118
• PROPIEDADES DEL ACERO SAE 4340.....	129
• TUBERIA DE 4 PULGADAS SCHEDULE 40	131
• Esfuerzo de fluencia	132
• DATOS TECNICOS DEL PERFIL SCHEDULE 40 (TUBERIAS)	136
• selección de chaveteros	137
• Selección de reductor planetario	139
• SISTEMA HIDRAULICO	140

INDICE DE FIGURAS

Figura 1: ROLADORA	20
Figura 2: Rodillos	21
Figura 3: Configuración asimétrica de tres rodillos	21
Figura 4: Roladora Tipo Piramidal	22
Figura 5: Roladoras de Zapato IMCAR series Tsih	23
Figura 6: Roladora doble apriete	23
Figura 7: Parámetros Roladora	24
Figura 8: Planchas metálicas	25
Figura 9: Curvado	26
Figura 10: Matrices para perfil tubular.	26
Figura 11: Rodillos para curvar perfiles cuadrados, rectangulares y canales.	27
Figura 12: Matrices parar curvar perfiles en ángulo.	28
Figura 13: Suples de apriete largo y corto.	28
Figura 14: Disposición de matrices para perfiles tubulares.	29
Figura 15: Disposición de matrices para perfil cuadrado.	29
Figura 16: Disposición de matrices para perfil rectangular.	30
Figura 17: Disposición de matrices para perfil canal.	30
Figura 18: Disposición de matrices para perfil ángulo explosionada.	31
Figura 19: Disposición de matrices para perfil ángulo	31
Figura 20: Curvadora de perfiles 304	32
Figura 21: Perfiles para rolar	33
Figura 22: sujeción removible	35
Figura 23: análisis estático en SolidWorks (versión estudiantil).	114

INDICE DE TABLAS

Tabla 1: diseño de investigación (Fuente propia)	43
Tabla 2: Operacionalización de variable dependiente (Fuente propia)	44
Tabla 3: Metodología de diseño (Fuente propia)	44
Tabla 4: Lista de exigencias para una maquina hibrida	50

RESUMEN

Nuestra tesis tiene como objetivo principal diseñar una maquina hibrida para procesos de rolado de lámina de $\frac{1}{2}$ " y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4" de diámetro en la empresa SOLINPA E.I.R.L en la ciudad de Trujillo, dedicada a la fabricación estructuras metálicas de alta envergadura tales como tanques, tuberías, puentes reticulados y desarrollo de transiciones, la empresa no cuenta con la maquinaria indicada para este tipo de labor y se tenía que mandar realizar los trabajos a terceros, a consecuencia de eso se entregaba los trabajos fuera de tiempo, y el costo era sobrevalorado, lo cual perjudicaba a la empresa.

Se elaboró una matriz morfológica con tres alternativas que fueron estudiados y luego se escogía la más adecuada para la empresa SOLINPA E.I.R.L, luego se estimaron las dimensiones generales del equipo considerando las necesidades de la empresa. Después de obtener los requerimientos de la empresa se calculó teóricamente el factor de seguridad y para validar los cálculos se realizó la simulación en el programa SOLIDWORK VERSION ESTUDIANTE para obtener un resultado más cercano a la realidad, luego se procedió a seleccionar los motorreductores y los pistones requeridos para la fuerza del equipo.

La máquina hibrida para procesos de rolado de lámina de $\frac{1}{2}$ " y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4"; el diámetro de rodillo superior es de 355.6mm con un factor de seguridad de 20.5 y los diámetros de los rodillos inferiores son de 228.6 con un factor de seguridad de 8.4 y una distancia entre rodillos de 342.9mm; y 2 motores que brindarán una potencia de 10 KW que serán montados en cada uno de los rodillos inferiores para la operación de rolado de láminas y curvado de perfiles.

Palabras claves: Maquina Hibrida, SCHEDULE 40, lamina de $\frac{1}{2}$ "

ABSTRACT

The main objective of our thesis project is to design a hybrid machine for rolling processes of ½ "sheet and curved SCHEDULE 40 profiles of 4" diameter in the company SOLINPA EIRL in the city of Trujillo, dedicated to the manufacture of metallic structures of high span such as tanks, pipes, cross-linked bridges and development of transitions, the company does not have the machinery indicated for this type of work and had to send the work to third parties, as a result of that the work was delivered out of time , and the cost was overvalued, which hurt the company.

A morphological matrix was elaborated with three alternatives that were studied and then the most suitable one was chosen for the company SOLINPA E.I.R.L, then the general dimensions of the equipment were estimated considering the needs of the company. After obtaining the requirements of the company, the safety factor was calculated theoretically and to validate the calculations the simulation was carried out in the SOLIDWORK STUDENT VERSION program to obtain a result closer to reality, then proceeded to select the gearmotors and the pistons. required for the strength of the team.

The hybrid machine for ½ "sheet rolling and curved SCHEDULE 40 4" profiles; the upper roller diameter is 355.6mm with a safety factor of 20.5 and the diameters of the lower rollers are 228.6 with a safety factor of 8.4 and a roller distance of 342.9mm; and 2 engines that will provide a power of 10 KW that will be mounted on each of the lower rollers for the operation of sheet rolling and bending profiles.

Keywords: Hybrid Machine, SCHEDULE 40, ½ "sheet

I. INTRODUCCION

1.1- Realidad Problemática

1.1.1 A nivel internacional

La evidencia empírica internacional ha demostrado que la industria de máquina-herramienta es la columna vertebral de la fabricación moderna, el primer motor del progreso y la piedra angular del crecimiento económico.

Esto se debe a que hace un papel crucial en la determinación del rendimiento del conjunto de la economía y en particular de la industria de manufacturas, tanto en términos de productividad y competitividad internacional, como del cambio tecnológico. De esta forma, los países emergentes con gran potencial industrializador han alcanzado ese nivel, en parte porque han tenido una clara estrategia en la implantación de sus políticas industriales, orientadas hacia sectores económicos internos estratégicos, y además porque han potenciado su industria local de máquina-herramienta. (LUNA, RETOS PARA LA INDUSTRIA PERUANA EN EL SIGLO XXI XXI, 2015)

La industria de máquina-herramienta de China se ha vuelto grande en términos de tamaño, donde básicamente aún predominan las máquinas de calidad media-baja y el mecanizado de precisión media. Es por ello que el gobierno chino muestra un fuerte interés en la mejora de su industria de máquina-herramienta, a tal punto que la Investigación y desarrollo pública ha sido de vital importancia para esta industria. De esta forma, desde inicios del año 2000, China al igual que otros países emergentes ha comenzado a potenciar la industria local de máquina-herramienta como parte de una estrategia integradora de políticas industriales con políticas de ciencia y tecnología. Ha llegado al punto de que para 2010, se convirtió en el primer productor mundial de máquina-herramienta. Se puede afirmar que tanto China como otros países emergentes han cambiado su estructura productiva, por obtención de bienes con mayor valor agregado, donde la

institucionalización de su economía y la capacidad de generar tecnología propia ha sido clave.

La exitosa experiencia internacional en algunos países emergentes ha demostrado que existe una elevada asociación entre el crecimiento del sector de máquina-herramienta y la expansión de sus industrias manufactureras. (LUNA, 2015)

1.1.2 A nivel nacional

Desde el año 2000 la economía peruana se ha expandido, gracias a una política fiscal y monetaria que estabilizó al país y generó las condiciones para las reformas estructurales llevadas a cabo en las áreas de producción y de servicios.

En la actualidad, la política industrial no está muy extendida en el Perú, ni mucho menos integrada con la política científica del Plan de Ciencia, Tecnología e Innovación. Solo existen una serie de iniciativas que se aglutinan en el Plan Nacional de Diversificación Productiva (Produce) y en el Plan Nacional Estratégico de Ciencia, Tecnología e Innovación para la Competitividad y el Desarrollo Humano (Concytec), en síntesis, en el primero se pretende obtener una mayor capacidad de transformación productiva para la diversificación, pero no se pone énfasis en las capacidades básicas que pueden lograr dichos objetivos, tales como: la capacidad de absorción y de producir tecnología propia.

En el segundo, a pesar de que se identifican o priorizan los sectores estratégicos para la competitividad del país, no se ha tomado en cuenta al sector de máquinas y equipos, en particular de la máquina-herramienta. Estas podrían jugar un papel clave en la transferencia de tecnologías sobre las demás industrias

La insignificante producción local existente en la actualidad no es de carácter seriado, sino que más bien corresponde a talleres de reducida dimensión que realizan pequeños trabajos a medida, tales como transformación de equipos, arreglos y mantenimiento. (LUNA, 2015)

En el caso del Perú, pretender convertirnos en un gran productor de máquina-herramienta es muy difícil en la actualidad. Sin embargo, si se potencia este sector y se orienta hacia el mercado interior, que tiene un buen potencial de crecimiento, tal como los sectores de construcción, minería, metalmecánica, manufacturas e inclusive la agroindustria, sería posible absorber la demanda, los componentes, los moldes y las matrices de dichas máquinas-herramientas. De esta forma, se podría asegurar la promoción del cambio tecnológico en todas las industrias peruanas, no solo desde un enfoque macroeconómico, sino también desde uno microeconómico. (LUNA, 2015)

1.1.3. A nivel local

La empresa SOLINPA E.I.R.L es una empresa metalmecánica que se dedicada a la ingeniería de diseño, hidráulica y construcciones metalmecánicas industriales, que tiene un personal altamente calificado en sus áreas, sobre todo en el área de diseño y construcciones metálicas de alta envergadura.

El hecho de poner en marcha al sector de fabricantes de máquina-herramienta o que existan previamente en una región, significa un aspecto estratégico de desarrollo económico regional, ya que mejora la mano de obra y la industria local. No obstante, las probabilidades de que una región desarrolle una industria de máquina-herramienta desde cero son muy escasas.

Por eso es necesario que los nuevos ingenieros se especialicen en esta área de las maquinas herramientas con las nuevas tendencias tecnológicas para favorecer en la industrialización de las empresas locales, aportaríamos grandes beneficios en el sistema económico de la región como en exportaciones e industrialización en este mundo competitivo de las maquinas herramientas.

El tema de este diseño tiene origen en la empresa SOLINPA E.I.R.L, la cual tiene la necesidad de rolar laminas y curvar perfiles de grandes secciones transversales, no cuenta con la maquinaria especializada para este tipo de trabajo y se tenía que mandar realizar los trabajos a terceros, a consecuencia

de eso se entregaba los trabajos fuera de tiempo, y el costo era sobrevalorado, lo cual perjudicaba a la empresa.

1.2. Trabajos Previos

Silva flores Jaime en su tesis de Diseño de una Roladora hidráulica hasta 75 cm de radio de perfiles estructurales tubulares. Hace análisis y cálculo de diseño de una roladora hidráulica en la Empresa MCA SERVINDUSTRIA SAC. Para mejorar los servicios de curvado realizados para el sector metal mecánico, se empieza estudiando de los siguientes puntos: generalidades y alcance vinculados con el proyecto a realizar, marco de análisis sólido en cuanto al requerimiento y especificaciones que orientan en el diseño en base a criterios estándar, en el cálculo se determinó que cumple satisfactoriamente con los objetivos planteados garantizando que cumple para todos los perfiles estructurales, su capacidad de fuerza máxima de curvado es 194 kN (19.5 TON) perteneciente al perfil estructural de tubería de conducción ASTM A53 SCH40 de geometría redonda. La calidad se determina en cuanto a la profundidad de abolladura, llegando a un máximo de 0.0103 m (10.3mm). También es importante mencionar que dicha máquina tendrá una velocidad de 6.99rpm, la máquina tiene un peso de 1400kg. (Equipada); sus dimensiones son: ancho = 870mm; largo = 1600mm; alto = 1400mm. Además, la máquina consta de 1 cilindros hidráulicos de empuje con 194kN c/u, con factor de servicio de 3. Longitud de carrera de 120mm. Trabaja con 200bar; a un caudal de 5238 $\text{[Cm]}^3/\text{min}$. Es eficiente en 87%.

Los resultados de la simulación MEF son cercanos a los 89%, aproximadamente en cercanía. En general son simulaciones del tipo estáticas. El factor mínimo de la seguridad es de 2.15 (Jaime, 2014)

Ochoa Suarez, Oñate Zuleta, Vásquez Guerra en su tesis para obtener el título de ingeniero mecánico. “Diseño de una máquina para procesos de rolado y doblado de láminas comerciales” en la ciudad de Cartagena de Indias -Colombia realizó el proyecto de tesis porque en la ciudad de Cartagena no existía máquinas roladoras que tengan capacidad de curvar láminas hasta de

$\frac{3}{4}$ de espesor y estos trabajos deben ser realizados en Barranquilla es por eso que se diseñó y se construyó esta máquina roladora que consta de un rodillo curvador, dos rodillos de arrastre, un sistema móvil y una estructura de soporte que realizara su proceso de doblado a través de punzonado sobre una matriz moldeada para diferentes especificaciones y ángulos de doblez (Ochoa Suarez, 2001)

Barboza Huamán y Silva Sandoval en su tesis para optar por el título profesional de ingeniero en mecánica eléctrica. “Diseño de una maquina dobladora controlada por accionamiento electrohidráulico para perfiles estructurales LAC y tubos SCH 40 de hasta 4 pulgadas de diámetro” En la ciudad de Pimentel-Chiclayo, se realizo el proyecto porque surgió la necesidad de diseñar una máquina dobladora con accionamiento electrohidráulico para perfiles estructurales LAC y tubos SCH 40 de hasta 4 pulgadas de diámetro. que hiciera posible la no existencia de las deformaciones mecánicas y estéticas del material generando curvas de calidad todo esto gracias a la fuerza necesaria de doblado, radio mínimo de curvatura y desviación del eje neutro. (Sandoval, 2015)

Alarico en su tesis para obtener el grado de ingeniero mecánico de la Universidad Cesar Vallejo de Trujillo. “Factibilidad Técnica y Económica para el Diseño de una Curvadora de Perfiles Estructurales en Espesores Hasta 19mm para la Empresa Metarqel S.A.C.” Realizo un análisis y cálculo de diseño en pro de mejorar los servicios de curvado realizados para el sector metal – mecánico. La metodología se establece un marco de análisis solido en cuanto requerimiento y especificaciones que orientan a un diseño en base a criterios estándares. El resultado se determinó que el diseño cumple en curvar perfiles hasta el espesor de 19mm, garantizando que la máquina también opera para 19 tipos de perfiles, en 78 posiciones de curvado. Su capacidad de fuerza máxima de curvado es de 23.2 Ton. para el perfil código [A1]. Se ha logrado un radio mínimo 7 de curvatura 21.65cm para el perfil código [V22-F1]. La calidad, se determina en cuanto a la profundidad de abolladura, llegando a un máximo de 0.8mm en el perfil código [M13-F2].

Importante también mencionar que el consumo de energía es óptimo con 5.32 kWh. al trabajar con el perfil código [A1]. a una velocidad de 6.75rpm. Acoplándose uniformemente a la velocidad de desplazamiento pivotante la cual es 9.58mm/s.

La máquina tiene un peso de 2600 kg. (Equipada); sus dimensiones son: Ancho = 1600mm; Largo = 1440mm; y Alto = 1400mm. Adaptable a cualquier área de trabajo al interior de talleres, talleres o industrias metalmecánicas. Además, la máquina tiene de 2 cilindros hidráulicos de empuje con 78kN c/u. con factor de servicio de 3. Longitud de carrera de 276mm. Trabaja con UHP a 250bar; a un caudal doble de 1800.75 cm³/min. Es eficiente en un 90 %. El sistema es controlado o verificado por radio control adjuntamente con el sistema motriz en equilibrio.

El factor mínimo de seguridad de la máquina es de 2.15. Por otra parte, los resultados del análisis IPERC determinaron que el riesgo operativo entre operador máquina es de nivel bajo. (Alarico Iglesias, 2014)

Gamarra en su tesis para obtener el título profesional de ingeniero mecánico de la Universidad Cesar Vallejo de Trujillo. “DISEÑO DE UNA MAQUINA ROLADORA HIDRAULICA CON CUATRO RODILLOS PARA PLANCHAS DE HASTA 20mm DE ESPESOR Y RADIO MAXIMO DE 250mm PARA LA EMPRESA METAL SUR E.I.R.L.” Se realizó una matriz morfológica y posteriormente evaluadas a través de análisis económicos y técnicos. Luego se estimaron las dimensiones generales del equipo considerando los requerimientos de la empresa. Obtenidos estas dimensiones se calculó teóricamente el factor de seguridad y luego se validó a través del programa de simulación SolidWorks para tener un factor de seguridad más cercano a la realidad. La roladora de cuatro rodillos con mesa de polines resulto ser la más adecuada para nuestro caso. El Diámetro de rodillo resulto 274 mm y la distancia entre rodillo de 0.6 m. El factor de seguridad calculado analíticamente fue de 4.04 mientras que el calculado por elementos finitos fue de 3.13 cumpliendo con lo requerido por la empresa METAL SUR E.I.R.L ($N \geq 3$). El motor que brinda la potencia necesaria para el trabajo de rolado es de 14.72KW, velocidad angular con la cual girara el cilindro superior es

de $\omega = 6.97 \text{ rp}$, el menor diámetro de vástago que soporta pandeo es de $d=195\text{mm}$, la presión mínima de servicio para el funcionamiento de los pistones laterales es de $p=23239.28 \text{ MPa}$ y el recorrido del émbolo dentro del cilindro y para nuestro caso es de $I=300\text{mm}$.

Los resultados de análisis de la simulación por elementos finitos son cercanos a los calculados en 77.48% aproximadamente en cercanía. Por lo tanto, son simulaciones de tipo estáticas. (EDUIN, 2016)

1.3. Teorías Relacionadas al Tema

El fundamento teórico de esta investigación incluye una revisión de diferentes temas estructurales y definiciones de la roladora de láminas y curvadora de perfiles; las propiedades mecánicas de los materiales; los distintos procedimientos y el análisis necesario para calcular, dimensionar, seleccionar la matriz morfológica y seleccionar los elementos del equipo que se diseña; así como algunos métodos especiales como el de elementos finitos, que se utilizará para dar validez o mejorar a los elementos críticos de la máquina roladora y curvadora de perfiles.

1.3.1. Maquina Híbrida:

Una máquina híbrida supera las prestaciones que ofrecen las máquinas que hace una sola función ya que entrarían varios factores ganados como espacio, ahorro de energía, y también en lo económico y es adecuada para una gama de aplicaciones mucho más amplia. (Net, 2006)

1.3.2- Rolado

Se llama rolado al proceso de conformado mecánico por flexión, que consiste en deformar plásticamente láminas metálicas al hacerlos pasar por medio de tres o cuatro rodillos. Uno de ellos superior que se desliza verticalmente hasta que roce al material y con movimiento de los rodillos inferiores hace posible su funcionamiento y a su vez el pre-curvado de la pieza de trabajo.



Figura 1: ROLADORA

Fuente ₁ (: (The FABRICATOR, s.f.)

Proceso de conformado por deformación en frío

El metal trabajado en frío se realiza aplicándole presión a temperaturas inferiores a la temperatura crítica, y en su mayor parte, nominalmente a la temperatura ambiente. El trabajo en frío se realiza principalmente para mantener tolerancias y producir acabados superficiales buenos en los materiales que se van a trabajar, pero también para mejorar las propiedades físicas del material.

Para efectuar el trabajo en frío es necesario aplicar fuerzas relativamente intensas. Esto significa que el equipo que se utiliza tiene que ser proporcionalmente fuerte y potente. Aun así, hay muchos productos que pueden terminarse mediante el trabajo en frío hasta límites de tolerancias estrechos dándole un buen acabado, a menor costo. Los procesos de trabajo en frío desempeñan un papel importante y fundamental en la mayoría de las industrias de alta producción. (ALVARO UCHOA, 2001)

Efectos:

- brinda mejor precisión, tolerancias más cercanas.
- Buenos acabados superficiales.
- Incrementa la resistencia y dureza de la parte deformada.
- Necesita mayor potencia que en los trabajos en caliente para conseguir las operaciones deseadas por la empresa.

- Debemos tener cuidado que las superficies de la lámina y perfil estructural para el proceso de rolado y curvado inicial estén libres de suciedad e incrustaciones.

A. Rodillos

Son los elementos más importantes de la maquina roladora con respecto a su vida útil como también a costos, el material usado para los rodillos de la maquina es el acero AISI 4340, en caso de esfuerzos extremos también se puede utilizar AISI 1018, AISI C 1045 forjado o simplemente el AISI 1045 tratado térmicamente, estos rodillos son sometidos al desgaste y son diseñados de manera que ofrezcan rapidez y facilidad de reemplazarlo o cambiarlos. (GAMARRA OLANO, 2016)



Figura 2: Rodillos

Fuente 2: ((Universidad Autónoma de Tlaxcala, s.f.)

Configuración asimétrica de tres rodillos



Figura 3: Configuración asimétrica de tres rodillos

Fuente 3: (: (The FABRICATOR, s.f.)

B. Tipos de roladoras existentes.

Roladoras de tres rodillos

Roladoras Tipo Piramidal

La roladora está conformada por tres rodillos, el rodillo superior es graduable y transmite la fuerza de doblez.

Los dos rodillos inferiores son de menor diámetro que el rodillo superior, y no tienen tracción, el movimiento de sus rodillos inferiores está dado por el roce con el material; estos rodillos son fijos. En general el movimiento de estos rodillos es por medio de motores, cuya velocidad de giro de los rodillos es controlada por un sistema de engranajes



Figura 4: Roladora Tipo Piramidal

Fuente 4: (DISMAMEX, 2005)

Roladora Tipo Simple apriete

Está formada por tres rodillos, el que se encuentra en el lado superior es fijo, mientras que los dos rodillos inferiores son graduables ; uno de ellos hace el movimiento vertical mientras que el otro hace el movimiento diagonal los cuales transmiten el movimiento y son graduables dependiendo del espesor de las láminas y los perfiles, la entrada del material se hace por el rodillo fijo, el movimiento es accionado por motores, y la velocidad de giro de los rodillos es controlada por un sistema de engranajes.



Figura 5: Roladoras de Zapato IMCAR series Tsih

Fuente 5: <http://www.dismamex.com.mx/imcar.html>

Roladora de doble apriete

La roladora de doble apriete tiene el rodillo superior fijo y cada rodillo inferior hacen un movimiento diagonal hacia el rodillo superior, estos rodillos superiores cuentan con dos brazos hidráulicos en cada extremo uno es diagonal y el otro es vertical los cuales transmiten el movimiento a través de reductores planetarios que ejercen el torque necesario para cada rodillo inferior.



Figura 6: Roladora doble apriete

Fuente 6: (euromaquindustrias.com, s.f.)

C. Parámetros del rolado

Estos parámetros están relacionados con el radio de los rodillos (superior e inferior), distancia entre centros de rodillos inferiores y el ángulo entre la línea de centro y de simetría.

R = Radio rodillo superior.

r = radio de los rodillos inferiores.

L = distancia entre centros rodillos inferiores.

α = ángulo comprendido entre la línea de simetría y la línea de centros superior e inferior.

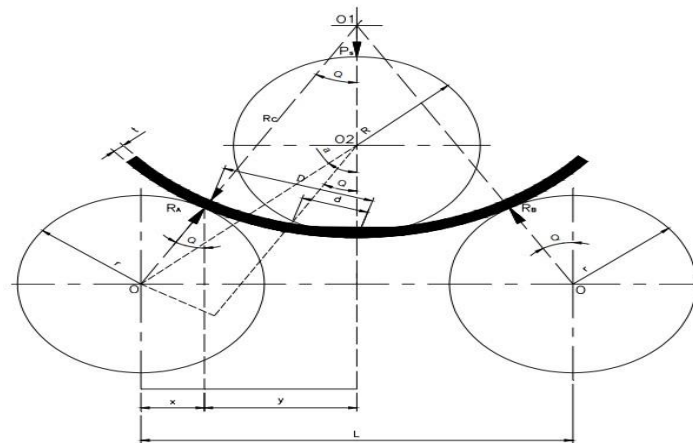


Figura 7: *Parámetros Roladora*

Fuente 7: (RODRIGO, 1986)

Planchas Metálicas, son productos muy importantes para la fabricación de tanques o cualquier otra estructura, se obtienen por eliminación en caliente, a partir de planchones de acero estructural. (GAMARRA OLANO, 2016) Usos:

Sirve para estructuras metálicas, equipos en general, tolvas, autopartes, tanques, vigas, puentes, torres de alta tensión, entre otros.



Figura 8: Planchas metálicas

Fuente 8: Fullmetales

1.3.3. Curvado

El proceso de curvado de perfiles en frío suele ser el más frecuente y más accesible, que, mediante un juego de tres matrices son accionados hidráulicamente, los distintos tipos de perfiles son sometidos a un proceso de deformación controlada que evita las tensiones excesivas en las caras traccionadas y comprimidas del perfil. Para cada tipo de perfiles y para cada medida se debe contar con un juego de matrices que se acoplen a él y exige control de las deformaciones en la cara interior o cóncava del perfil curvado (esfuerzos de compresión) y en la cara exterior o convexa del perfil curvado (esfuerzos de tracción). Si los esfuerzos pasan los límites, se pueden ocasionar fisuras, deformaciones y desgarramientos en el perfil que afectan su comportamiento estructural y su apariencia. (ARQUITECTURA Y ACERO, s.f.)



Figura 9: Curvado

Fuente 9. (EBREMETAL, 2012)

Diseño de matrices de curvado

Matrices para perfiles tubulares

El diseño de la matriz está hecho para que la fuerza que se tenga que aplicar se pueda compartir por el área periférica del perfil. Entonces este diseño ayudará a que la operación de curvado se pueda realizar de la manera correcta, disminuyendo los cambios bruscos en la sección transversal del perfil y la generación de grietas.

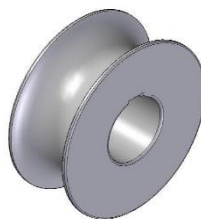


Figura 10: Matrices para perfil tubular.

Fuente10: PROPIA

Matrices para perfiles cuadrados, rectangulares y canales

El diseño de la matriz se hace de manera que, en conjunto con otras matrices con las mismas características ubicadas en su mismo eje, realicen el curvamiento de tres tipos de perfiles como es el perfil cuadrado, perfil rectangular y perfil canal.

Las matrices dispuestas para el curvado se ubicarán en las esquinas de los perfiles, de modo que la fuerza sea principalmente ejercida en las zonas más comprometidas de los perfiles entonces el curvado se realizara de la forma más pareja posible.

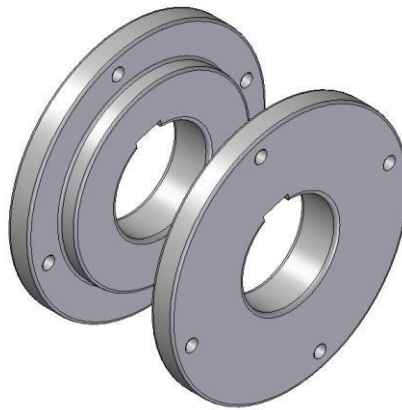


Figura 11: Rodillos para curvar perfiles cuadrados, rectangulares y canales.

Fuente 11: PROPIA

Matrices para curvar perfiles en H y ángulo.

Esta matriz se puede montar sobre la matriz de curvar perfiles rectangulares. Esto permite que la distancia que hay entre el extremo de la matriz y el eje aumente, esto hace posible curvar perfiles en H y ángulos de grandes dimensiones. Además, la superficie externa de la matriz es expansiva y permite distribuir los esfuerzos aplicados al perfil a curvar.

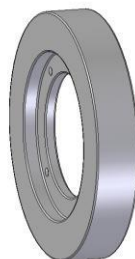


Figura 12: Matrices para curvar perfiles en ángulo.

Fuente 12: PROPIA

Suples de apriete para matrices

El trabajo de los suples de apriete es poder apretar la matriz cuando la tuerca de fijación no llega a alcanzar al extremo de este. Se utilizarán en las matrices más delgadas y cuando los perfiles a curvar en su sección transversal sean de menor tamaño.

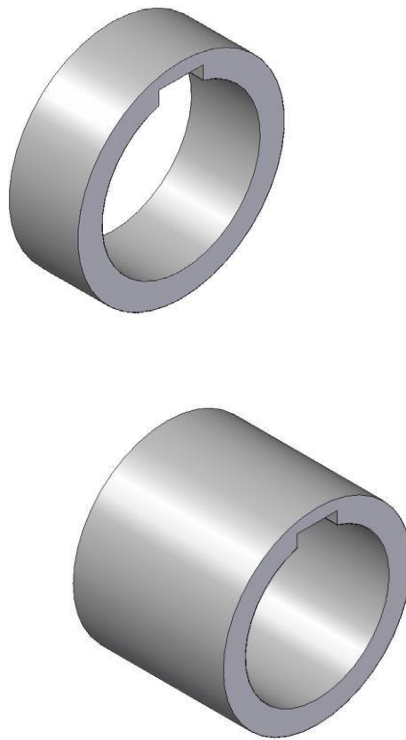


Figura 13: Suples de apriete largo y corto.

Fuente 13: PROPIA

Disposición de matrices para perfil tubular

Cuando se realice el curvado de perfil tubular y redondo macizo, es necesario que sean tres matrices, estas matrices estarán ubicadas en su respectivo eje. Es muy importante realizar la correcta ubicación de las matrices en los ejes ya que eso dependerá de que el perfil a curvar se haga de la mejor manera evitando las malformaciones.

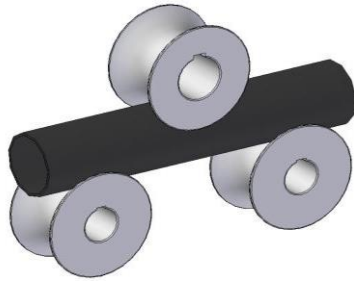


Figura 14. Disposición de matrices para perfiles tubulares.

Fuente 148: PROPIA

Disposición de matrices para perfiles cuadrados rectangulares y canales

Será necesario de seis matrices para el curvado de perfiles cuadrados, rectangulares y canales, y cada par de ellos serán ubicados en sus respectivos ejes ubicándose adecuadamente por el diámetro.

De acuerdo al tamaño de los perfiles a curvar, serán incluidos los suples de apriete para poder fijar las matrices.

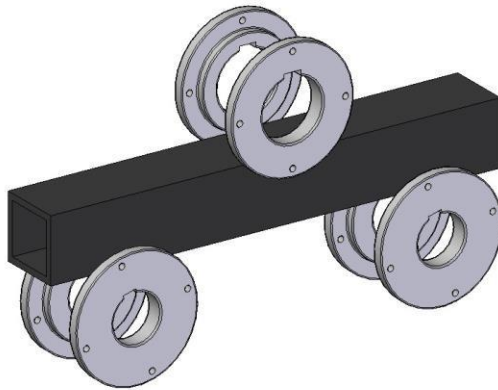


Figura 15: Disposición de matrices para perfil cuadrado.

Fuente 15: PROPIA

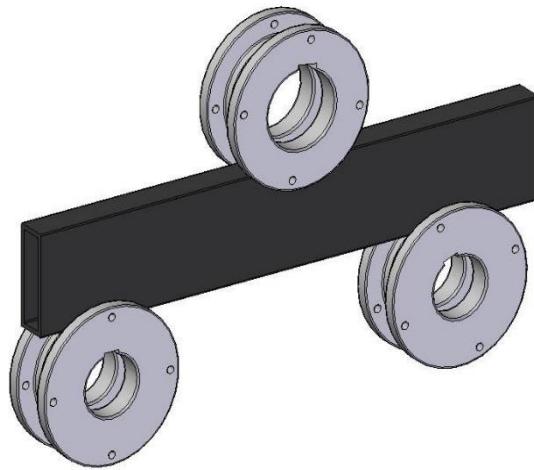


Figura 16: Disposición de matrices para perfil rectangular.

Fuente 16: PROPIA

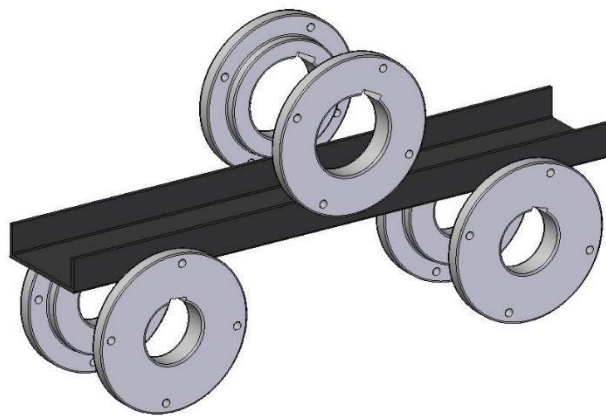


Figura 17: Disposición de matrices para perfil canal.

Fuente 17: PROPIA

Disposición de matrices para perfil ángulo

Se necesita de 12 matrices para el curvado de perfil ángulo cada cuatro de ellos irán ubicados en sus respectivos ejes orientándose principalmente por el diámetro. En este procedimiento de curvado, es donde irán montadas las matrices de curvar ángulo sobre otros, es por ello de la gran cantidad de matrices a usar.

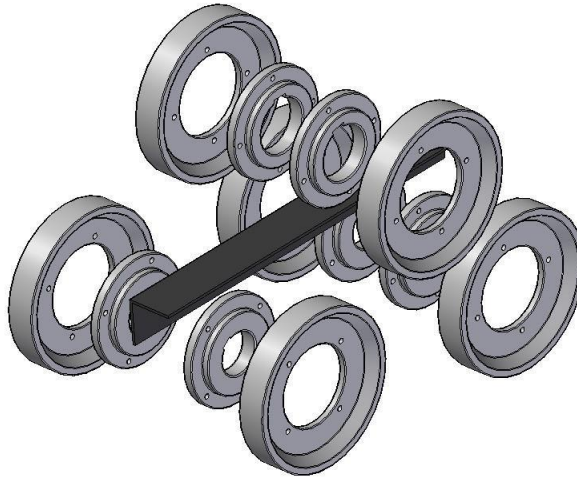


Figura 18: Disposición de matrices para perfil ángulo explosionada.

Fuente 18: PROPIA

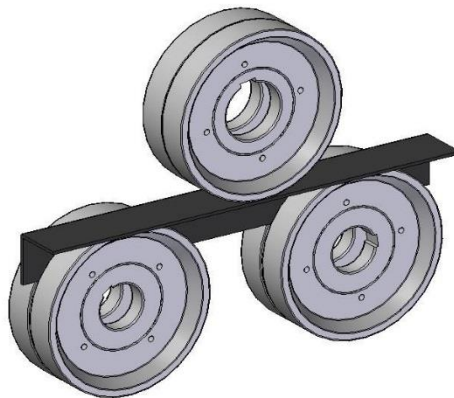


Figura 19: Disposición de matrices para perfil ángulo

Fuente 19: PROPIA

Material utilizado en las matrices.

El material a utilizar para la construcción de los perfiles es un acero SAE 4340, es un acero de baja aleación al Cromo Níquel Molibdeno, posee gran tenacidad, templabilidad y resistencia a la fatiga. Es utilizado para piezas que están sometidas a grandes exigencias de resistencia mecánica, dureza y tenacidad. Fuente ((ARAVENA, s.f.)

A. Tipos de curvadoras existentes

CURVADORA DE PERFILES 304

Es una máquina con tres matrices, uno superior y dos inferiores, cada uno de ellos con tracción motorizada electromecánica, lo que permite obtener un curvado óptimo con cualquier perfil sin dañar la superficie, con esta máquina se puede conseguir sin problemas diámetros muy cerrados. Los dos rodillos inferiores tienen movimientos diagonales independientes uno del otro el cual permite el pre curvado para cerrar los diámetros; el rodillo superior es fijo. En este modelo el ascenso y descenso de los rodillos inferiores es mediante pistones hidráulicos. También se cuenta con un par de rodillos correctores laterales que se gradúan manualmente de acuerdo al requerimiento deseado, lo que nos permite asegurar el óptimo curvado del perfil.



Figura 20: Curvadora de perfiles 304

Fuente 20: (FERROCATALOGO, 2014)

Disposición de las geometrías de los perfiles.

Por experiencia se pueden doblar perfiles en cualquiera de los sentidos de la geometría, respetando los radios de curvatura mínimas que varían según la geometría y espesor del perfil.

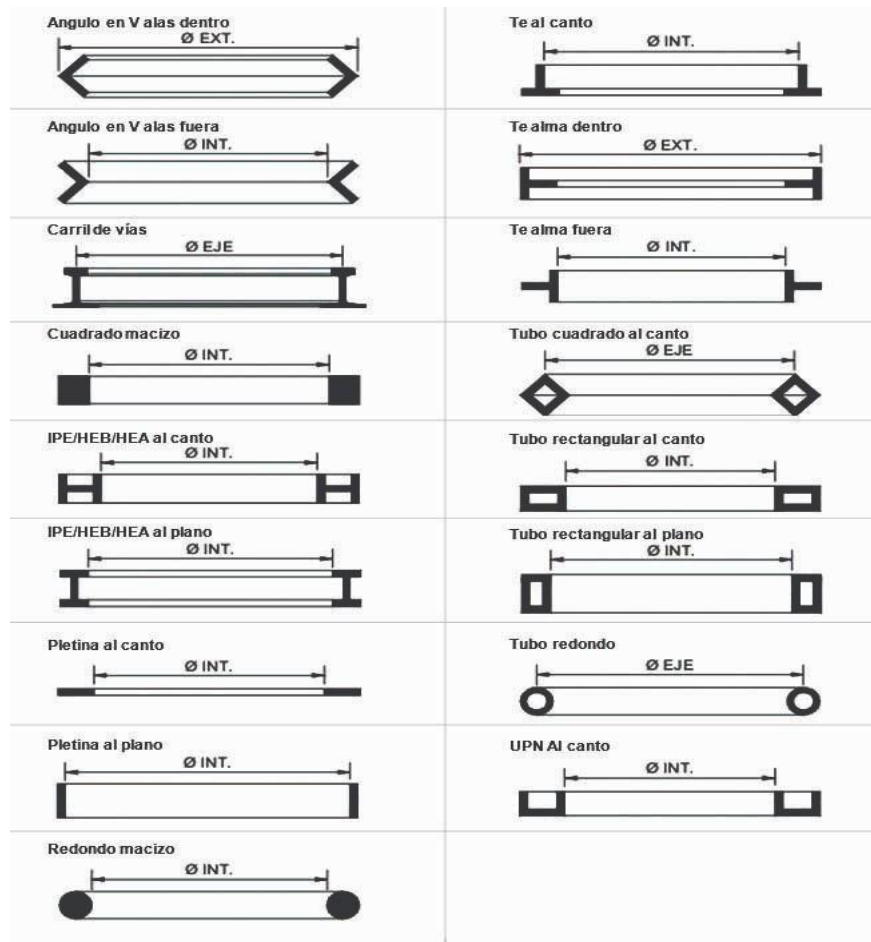


Figura 21: *Perfiles para rolar*

Fuente 21: (CURVADOSCDP, 2010)

1.3.4- Diseño de una maquina

Una máquina se define como un objeto formado de unidades llamadas elementos, piezas o componentes que están dispuestas con el objeto de transformarse en movimientos y fuerzas gracias a la energía puede ser mecánica, eléctrica o hidráulica. En diseño máquinas se incluye el análisis de las cargas dinámicas asociadas al movimiento, masa y geometría de cada elemento. Un diseño mecánico se hace con el fin de

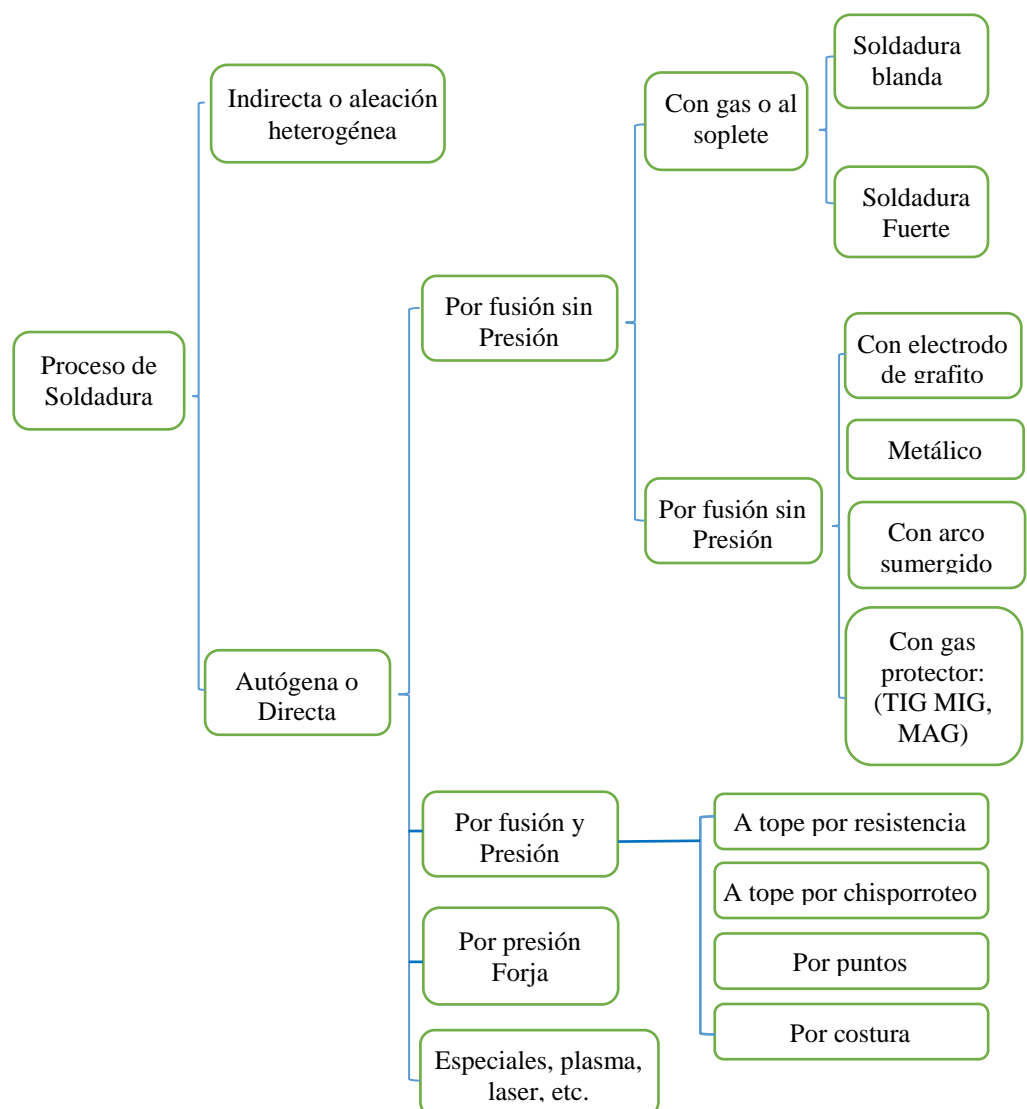
fabricar, ensamblar o construir alguna maquina o componente, es el punto clave en varias áreas como lo es en costos y funcionalidad, entre otras.

Sujeción por soldadura:

Tenemos varios tipos de soldadura, pero mencionaremos los más principales tales como soldadura por Arco manual, soldadura GMAW, soldadura TIG y soldadura por Arco sumergido, El procedimiento es muy utilizado en espesores medios y alto.

Los procesos de soldadura son hechos en talleres pequeños, medianos y grandes

Pero no importa la localización, la soldadura es peligrosa, y se deben tomar precauciones debidas de seguridad para evitar quemaduras, descarga eléctrica, humos venenosos, y la sobreexposición a la luz ultravioleta.



Sujeción Removible.

Para la sujeción de nuestra estructura también requeriremos de este tipo de sujeción Perno: eje roscado que pasa a través de agujeros en las partes ensambladas, y que se atornilla en la tuerca. Estos tipos de sujeción se encuentran en varias formas y tamaños. De cabezas cuadradas y hexagonales son los más comunes y varían en tamaño y rápidos de conseguir, desde 6 hasta 72 mm de diámetro.

Tuerca: es una pieza con un orificio central, que cuenta con una rosca interior, que se utiliza para acoplar a un tornillo, perno o esparrago en forma fija. La tuerca permite sujetar uniones de elementos que luego son desmontables. También se puede agregar una arandela o anillo de presión para que la unión cierre mejor. La tuerca siempre debe tener las mismas características geométricas del tornillo con el que se acopla, por lo que está normalizada según los sistemas generales de roscas

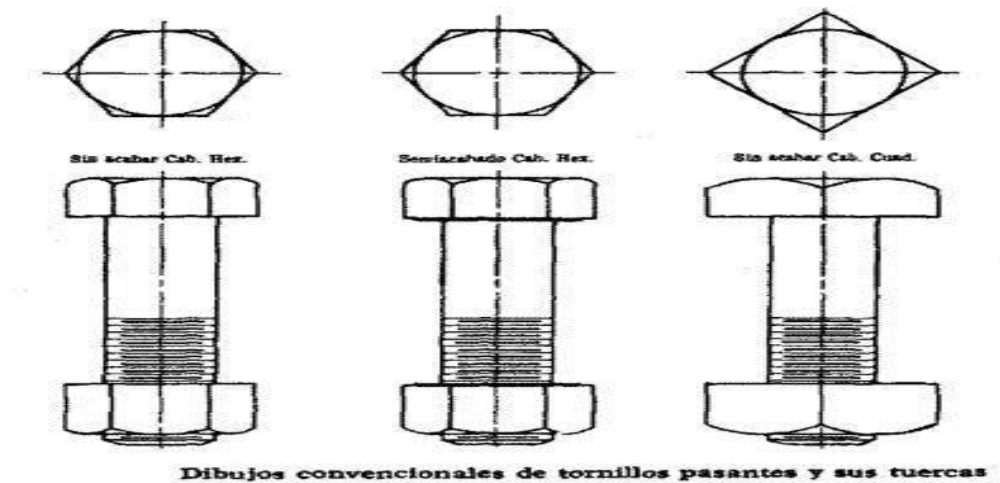


Figura 22: sujeción removible

Fuente 23: (MONTROYA, s.f.)

1.3.5 - Momento de inercia

Todo cuerpo mantiene su estado de reposo o de movimiento rectilíneo y uniforme, a no ser que una fuerza cambie su estado.

(LAFERRIERE, 2016)

1.3.6- Matriz morfológica

Es una de las técnicas más valiosas que se utilizan para generar una gran cantidad de ideas en un corto de tiempo. Consiste en descomponer un concepto, situación, idea, problema en sus elementos esenciales o básicos. ... Es en resumen una generación de ideas por medio de una matriz. (VALLES, 2015)

1.3.7. Momento de plasticidad

El momento plástico es un comportamiento mecánico característico de ciertos materiales anelásticos consistente en la aparición de deformarse permanente e irreversiblemente cuando se encuentra sometido a tensiones por encima de su rango elástico, es decir, por encima de su límite elástico

(Verlag, 1984)

1.3.8. Esfuerzo de Von Mises

En ingeniería estructural La tensión de Von Mises se usa en las teorías de fallo como un indicador de un buen diseño para materiales con alta dúctibilidad. (Piovan, 2014)

1.3.9. Esfuerzo cortante

El esfuerzo cortante, no es nada más que cortar o cizallar el elemento en una dirección tangente a la cara sobre la cual está actuando.

Cuando una viga se somete a cargas transversales, queda sometida tanto a esfuerzos normales por flexión como a esfuerzos cortantes. (IVANEGAS, 2011)

1.3.10. Factor de seguridad.

Es el cociente entre el valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real a que se someterá. Por este motivo es un número mayor que uno, que indica la capacidad en exceso que tiene el sistema por sobre sus requerimientos. (G., 2007)

1.3.11. Esfuerzo Axial.

Es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones perpendiculares (normales) a la sección transversal de un prisma mecánico. Este tipo de sollicitación formado por tensiones paralelas está directamente asociado a la tensión normal. (TRUJILLO, 2007)

1.3.12. Torsión.

Torsión es la sollicitación que se presenta cuando se aplica una fuerza sobre el eje longitudinal de un elemento constructivo puede ser ejes, vigas, etc. (Miguel Cervera Ruiz, RESISTENCIA DE MATERIALES, 2015)

1.3.13. Fuerza de rozamiento.

La fuerza de rozamiento es cuando hay dos cuerpos en contacto directo y es una fuerza importante cuando se estudia el movimiento de los cuerpos. (CONCARI, 1999).

1.3.14. Esfuerzo de apoyo.

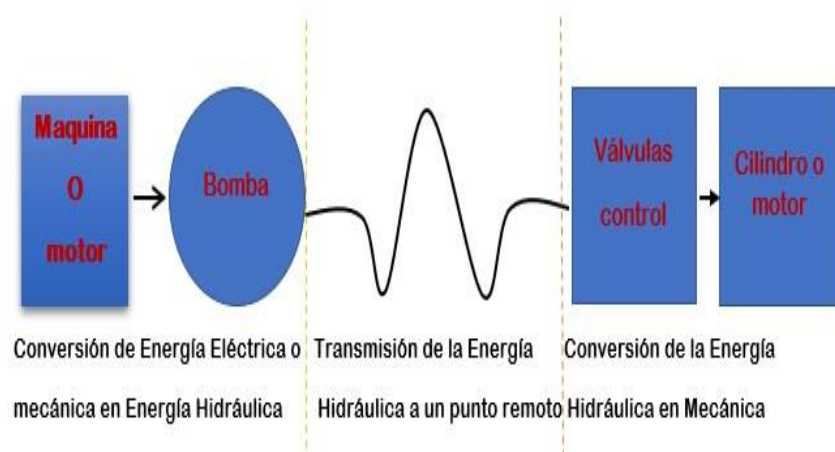
Es cuando un cuerpo solido descansa sobre otro y le transmite una carga, en las superficies en contacto se desarrolla la forma de esfuerzo conocido como esfuerzo de apoyo. (Johnston, 2003)

1.3.15. Especificaciones técnicas

La especificación técnica es un documento interno que se utiliza para recoger datos básicos del mismo, también se llama ficha técnica, en esta ficha se recogen datos concisos y claros de las características técnicas del producto. (BUSTABAD, 2011)

1.3.16. Detalle de Sistema Hidráulico:

Nuestro sistema hidráulico esta dimensionado enfocándonos en la fuerza efectiva necesaria en el punto de carga máxima, tal es el caso básicamente con el diagrama mostrado el cual nos ayudara a estimar la ubicación adecuada para el trabajo sin interferir con otros elementos de funcionamiento de la máquina. Esto no afecta con los objetivos de este proyecto.



Fuente 23:(conceptos basicos de neumatica e hidraulica, s.f.)

1.3.17. Reductor de planetarios:

Hay muchos distintos tipos de motorreductores que pueden ser usados dentro de la búsqueda de un movimiento perfecto para cualquier proyecto de ingeniería que lo precise, pero dentro de todo este aspecto resaltan los reductores planetarios puesto que los mismo se caracterizan por contar con una serie de engranajes que tienen una disposición bastante distintiva en comparación a otros modelos de reductores de velocidad como pueden ser los corona sin fin, ortogonales, coaxiales, pendulares, etc.

Hay muchas ventajas que se pueden apreciar con el uso de los reductores planetarios, pero hay algunas cuantas principales que vale la pena enumerar.

En primer lugar, los reductores planetarios ofrecen una mayor repetibilidad por su velocidad de carga radial y axial, ofreciendo de esta manera una elevada fiabilidad y solidez, haciendo que el desalineamiento del engranaje sea mínimo. Esto también se ve influenciado por su transmisión uniforme y su bajo nivel de vibraciones.

La precisión de los reductores planetarios es perfecta por su mayor estabilidad angular rotativa. De igual manera cuentan con niveles de ruido notablemente menores al existir una mayor superficie de contacto. También se cuenta con una mayor durabilidad, principalmente por su rigidez torsional y la mejor rodadura, haciendo que los rodamientos ayuden a disminuir las pérdidas que se producirían al rozar el eje sobre la caja de manera directa.

Los niveles de eficiencia de un reductor planetario son bastante buenos gracias al diseño que poseen, con el que se pueden minimizar notablemente las pérdidas durante su trabajo. En este orden de ideas cabe resaltar que hay una mayor transmisión de par, la cual también es más uniforme al haber un mayor número de dientes en contacto. No

podemos olvidar además que se cuenta con una gran versatilidad al quedar contenido el mecanismo en una caja reductora.

1.4. Formulación del problema

¿Es viable diseñar una maquina hibrida para procesos de rolado de lámina y curvado de perfiles para incrementar la rentabilidad en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo?

1.5. Justificación del Estudio

1.5.1. Justificación tecnológica.

Se utilizará tecnología nacional, desde el uso de materiales hasta componentes modernos que se encuentran en la región, se utilizara los medios de construcción necesarios y existentes en la región.

1.5.2. Justificación institucional.

Con la elaboración de este proyecto la UNIVERDIDAD CESAR VALLEJO despertará la atención en las entidades empresariales, poniendo alternativas de inversión, también servirá de como referencia en antecedentes para futuras investigaciones universitarias.

1.5.3. Justificación social.

Con el desarrollo de investigación de una maquina hibrida se podrá incorporar los polines al extremo de la roladora para poder hacer curvado de perfiles, en la operación del equipo como también su mantenimiento.

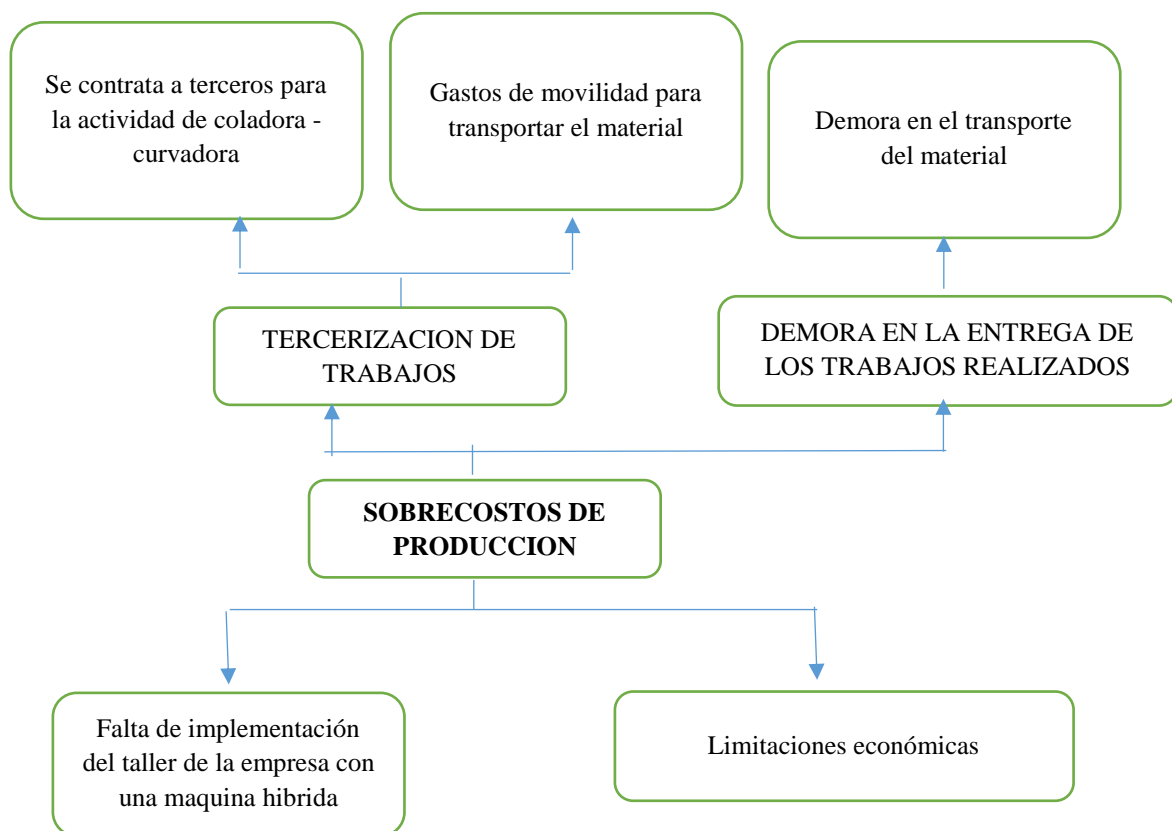
También aportar mejoras en el tema ergonómico generando un vínculo máquina- operario

1.5.4. Justificación económica

Con este diseño de una maquina hibrida ya no se contratará a tercero para realizar el trabajo de rolado y curvado, se aporta en mejoras en calidad y disminución de costos de manufactura como también en equipos ya que **incluye dos máquinas en una sola, usando para su elaboración tecnología CAD CAE** que permitirá la simulación de la maquina evitando posibles reprocesos en su construcción.

La máquina hibrida (roladora-curvadora) tiene como objetivo mejorar los tiempos de entrega y minimizar los costos de operación, entregando mejores productos de buena calidad, así mismo otorgando seguridad industrial a sus operadores.

GRAFICO 2: *Sobrecostos de producción (Fuente propia)*



Fuente 9: PROPIA

1.6. Hipótesis.

Es viable diseñar una maquina hibrida para procesos de rolado de lámina de $\frac{1}{2}$ " y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4" de diámetro, así incrementar la rentabilidad en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo.

1.7. Objetivos

1-7-1. Objetivo general

Diseñar una maquina hibrida para procesos de rolado de lámina de $\frac{1}{2}$ " y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4" de diámetro, para incrementar la rentabilidad en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo.

1.7.2. Objetivos específicos

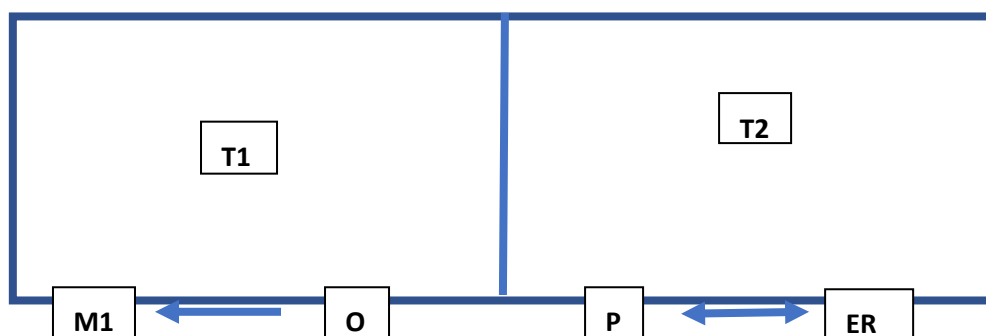
- Realizar la lista de exigencias de la empresa SOLINPA EIRL.
- Realizar la matriz morfológica con los fines requeridos.
- Prolongar la vida útil de trabajo de la maquina hibrida, dándole un amplio factor de seguridad y confiabilidad, seleccionando los materiales adecuados para el diseño.
- Realizar el diseño de la maquina hibrida y su respectiva prueba de funcionamiento en el programa de simulación de diseño CAD para así obtener resultados.
- Presupuestar y evaluar su costo beneficio.

II- METODO

2.1. Diseño de investigación

Pre experimental pues nos basaremos en los cálculos, procedimientos y simulaciones más no en la realización del diseño.

Tabla 1: diseño de investigación (Fuente propia)



M1: Máquina híbrida.

O: Especificaciones técnicas.

P: Propuesta de la máquina híbrida (roladora-curvadora) T1: Tesistas.

T2: Tiempo de la proyección de la hipótesis.

ER: Resultados estimados.

2.2. Variable, Operacionalizacion

2.2.1. Variable

Variable dependiente

- RENTABILIDAD

2.2.2. Operacionalización de variable

Tabla 2: Operacionalización de variable dependiente (Fuente propia)

VARIABLE DEPENDIENTE	DEFINICION CONCEPTUAL	DIMENSIONAMIENTO	DEFINICION OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALA DE MEDICION
Rentabilidad	La rentabilidad está asociada a la obtención de ganancias a partir de una cierta inversión.	Variación económica	Es la ganancia económica que hay al realizar un trabajo en nuestra misma empresa.	Costos Tiempo	INTERVALO

2.3. Población, muestra

2.3.1. Población

- POBLACION 1: Curvadoras NARGESA. (ANEXO D)
- POBLACION 2: Roladoras SYNCRO FACCIN (ANEXO E)
- POBLACION 3: Ingenieros mecánicos con experiencia en la especialidad. (ANEXO A)

2.3.2. Muestra

No probabilística.

Criterios de selección.

No será necesario porque el diseño de la máquina híbrida (roladora - curvadora) parte de una lista de exigencias.

Tabla 3: Metodología de diseño (Fuente propia)

**DISEÑO DE UNA MAQUINA HIBRIDA (ROLADORA -CURVADORA) PARA
LA EMPRESA SOLINPA E.I.R.L EN LA CIUDAD DE TRUJILLO- 20018**

IDENTIFICACION DEL PROBLEMA

DESARROLLO DEL PROBLEMA

SELECCIÓN DE LISTA DE EXIGENCIAS

PROCESOS TECNICOS

**FUNCIONES -ERGONOMÍA -GEOMETRÍA -MATERIALES - FABRICACIÓN
SEÑALES - CINEMATICA - ENERGÍA - SEGURIDAD - MONTAJE - MATENIMIENTO
USO- COSTOS - TIEMPOS**

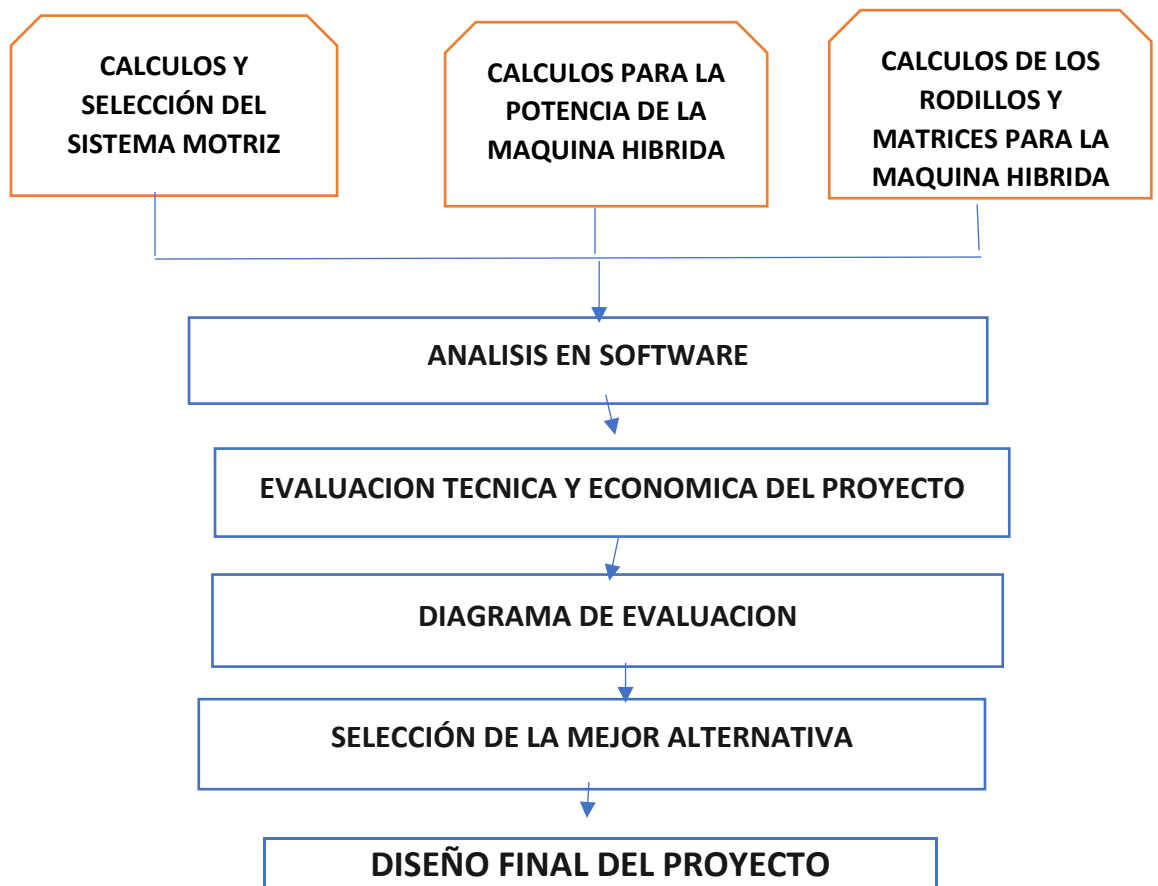
MATRIZ MORFOLOGICA

ALT 1

ALT 2

ALT 3

CALCULOS Y DIMESIONAMIENTO



2.4. Técnicas e instrumentación de recolección de datos, validez y confiabilidad:

2.4.1- técnicas:

Análisis documental ----- (Anexos)

2.4.2. Instrumentos de recolección de datos:

Fichas de registro de datos ----- (Anexos).

- Entrevistas a ingenieros expertos en el área de máquinas roladoras
- Matriz morfológica
- Observación de Operacionalizacion de diversas máquinas.

2.4.3. Validez y confiabilidad.

Validez

Se valida cada instrumento con juicio de expertos (anexos)

2.5. Método de análisis de datos

En esta investigación se realizó un estudio representativo sobre la evaluación de la rentabilidad tomando datos de los trabajos que se realizan mediante terceros y así evaluar cómo influye el ahorro económico en la empresa.

2.6. Aspectos éticos.

Derechos del autor: Se respetará los derechos del autor en base al decreto legislativo N°. 822-1996, ley del derecho de autor, imitando las aprobaciones y licencias respectivas.

Citaciones: En la mayoría de elementos que se mencionan en este documento de investigación será descrita usando los estándares de la norma APA 6ta edición.

Recursos y presupuestos

Recursos:

RECURSOS HUMANOS				
PERSONAL	FUNSION	DURACION	PAGO SEMANAL TOTAL S/.	PAGO
PAREDES RUIZ, TITO	ASESORIA	12 SEMANAS	50.00	600.00
MINAYA CRUZ, DEYVI	ASESOR	12 SEMANAS	80.00	960.00
			TOTAL S/.	1460.00

MATERIALES E INSUMOS			
DESCRIPCION	CANTIDAD	COSTO UNITARIO S/.	TOTAL S/.
Copias e impresiones	480	0.10	48.00

Anillados y empastados	3	2.50	7.50
Escaneos	10	0.20	2.00
Lapiceros	4	1.20	4.80
TOTAL S/.			62.30

HARDWARE				
EQUIPO	DESCRIPCION	CANTIDAD	COSTO UNITARIO S/.	TOTAL S/.
PC LENOVO	Intel (R) Core (TM) i7-6700 CPU@3.4 GHZ 16 GB (RAM)	1	3950.00	
	RATIO DE USO 3 AÑOS/ 1095 DIAS S/. 3950 / 1095= S/. 3.61 X DIA	50 Días	S/. 3.61 x Día	180.50
		TOTAL S/.		180.50

SOFTWARE			
DESCRIPCION	CANTIDAD	COSTO S/.	TOTAL S/.
Windows 10 Office (Licencia de 1 Año)	1	520.00	520.00
SolidWorks vers. estudiantil (Licencia de 1 Año)	1	322.00	322.00
TOTAL S/.			842.00

GASTOS GENERALES			
DESCRIPCION	CANTIDAD	COSTO UNITARIO S/.	TOTAL S/.
Movilidades (Taxi Local)	12	8	96.00
Alimentación. (2 personas)	12	10.00	120.00
TOTAL S/.			216.00

- PRESUPUESTOS:

PRESUPUESTOS	
DENOMINACION	TOTAL (\$/.)
Recursos humanos	1460.00
Materiales e insumos	62.30
Gastos Generales	216.00
Hardware	180.50
Software	842.00
Servicios de internet y otros	369.00
TOTAL \$/.	3129.80

III- RESULTADOS

3.1- LISTA DE EXIGENCIAS

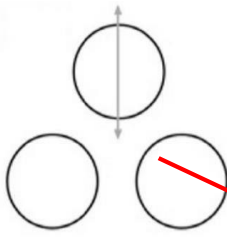
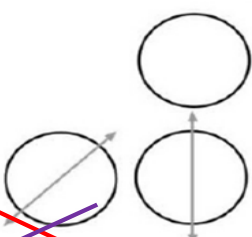
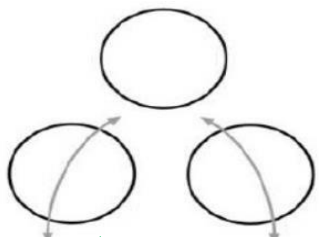


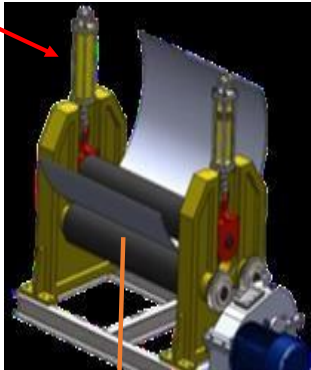



Tabla 4: Lista de exigencias para una maquina hibrida




	LISTA DE EXIGENCIAS
FUNCIONES	<ul style="list-style-type: none">• Rolar las láminas y perfiles estructurales.• Espesor de láminas de hasta 12mm• Espesor de Perfiles estructurales de hasta 6 mm (redondo, cuadrado, rectangular, ángulos)• Vida útil de 20 años.
ERGONOMIA	<ul style="list-style-type: none">• Permitir que el equipo se opere con comodidad.
GEOMETRIA	<ul style="list-style-type: none">• Longitud: 5 metros.• Ancho: 1.8 metros.• Altura: 1.2 metros.• La máquina debe ser lo más compacta posible para no ocupar demasiado espacio.
MATERIALES	<ul style="list-style-type: none">• La estructura será de acero al carbono A36.• Pintura estándar para los acabados de la máquina.
FABRICACION	<ul style="list-style-type: none">• Las dimensiones de la maquina deben ser adecuadas para las operaciones de rolado y curvado
SISTEMA	<ul style="list-style-type: none">• Hidráulico con sistema de mandos.
CINEMATICA	<ul style="list-style-type: none">• La velocidad de rolado debe ser aproximadamente de 3 metros por minuto.

ENERGIA	<ul style="list-style-type: none"> • La energía usada será eléctrica
SEGURIDAD	<ul style="list-style-type: none"> • Zona de seguridad cercada para la manipulación de la máquina híbrida. • Se protegerá todos los componentes que pueden ser dañados durante su operación y que pueden causar daños a su operador. • EPP equipos de protección personal
MONTAJE	<ul style="list-style-type: none"> • Su montaje debe ser fácil, sencillo, práctico para su operación y mantenimiento
MANTENIMIENTO	<ul style="list-style-type: none"> • La máquina híbrida debe de contar con pocas piezas lo que facilitara su mantenimiento
USO	<ul style="list-style-type: none"> • La máquina debe ser sencilla para su operación.
COSTOS	<ul style="list-style-type: none"> • El costo de la máquina no debe acceder
TIEMPO	<ul style="list-style-type: none"> • 2 meses

Fuente 10: (EDUIN, 2016)

3.2- MATRIZ MORFOLOGICA:

FUNCIONES PARCIALES	ALTERNATIVAS		
1 ROLADORA (TRES RODILLOS) DISPOSICION DE RODILLO	TIPO 	TIPO SIMPLE 	TIPO DOBLA PRIET 
2 SUJECION Y SOLTAR DE LA	TORNILL 	PISTONES 	PISTONES 
3 ALIMENTACIÓN DEL PRODUCTO A CURVAR LA MÁQUINA	Alimentación 	Alimentación 	Alimentación 

4 ENCENDIDO DE LA MÁQUINA.	Pulsador 	Pulsador 	Contr. hidraulic 
-------------------------------	---	--	---

Una vez realizada la matriz morfológica obtenemos los resultados que supone cada una de las opciones con un funcionamiento de la manera que se indica a continuación:

RESULTADO DE LA OPCION 1 (S1)

Que para ejecutar el rolado de la plancha se tiene que realizar mecánicamente girando los tornillos de los extremos del rodillo superior para poder realizar la curvatura de la plancha, asimismo el trabajo es realizado mediante un motor que hace girar el rodillo y así la plancha se deslice para obtener la deformación (rolado) del mismo. Finalmente se obtiene el producto rolado.

RESULTADO DE LA OPCION 2 (S2)

Esta solución supone que el rolado se ejecuta cuando el rodillo superior ejerce una fuerza sobre la lámina mediante dos cilindros hidráulicos uno a cada extremo, seguidamente el motor acciona a los rodillos a una velocidad necesaria para que la lámina obtenga el rolado respectivo.

RESULTADO DE LA OPCION 3 (S3)




Esta solución supone que la lámina es rodada mediante tres rodillos el superior es fijo y los inferiores son los que dan el radio respectivo.

El trabajo se realiza cuando la plancha se encuentra entre los rodillos, luego, mediante accionamientos hidráulicos se emite una fuerza desde los cilindros hidráulicos para que el vástago empuje a los rodillos inferiores, cuando ya se obtiene el radio necesario, los cilindros inferiores son accionados por dos motores acoplados a reductor planetario haciendo girar a una velocidad de 4 m/min y así realiza el trabajo respectivo.

Así mismo a uno de los extremos de la roladora se le acoplara matrices para curvar perfiles.

Con los reductores planetarios y con el sistema hidráulico se obtiene un trabajo de mayor precisión.

- ANALISIS TECNICO

FORMATO DE EVALUACION DE CONCEPTOS DE SOLUCION - CRITERIOS TECNICOS					
Escala de valores (puntaje entre 0 - 3) 0= No satisface, 1= Aceptable, 3= Suficiente, 5= Bien					
Nº	CRITERIOS TECNICOS	IMPORTANCIA (i)	SOLUCIONES		
			S1 	S2 	S3 
1	Precisión	30%	0	0	5
2	Capacidad (plancha ½")	20%	3	3	5
3	Operación	15%	1	5	3
4	Potencia consumida	15%	5	1	3
5	Espacio	5%	5	3	3
6	Consumo de energía	5%	5	3	1
7	Mantenimiento	5%	3	1	3
8	Costo	5%	5	3	1
PUNTAJE TOTAL $PT = \sum ps(\%) / 10$		100%	2.4	2	3.8
PUNTAJE UNITARIO $PU = PT/3$			80%	66.67%	100.27%

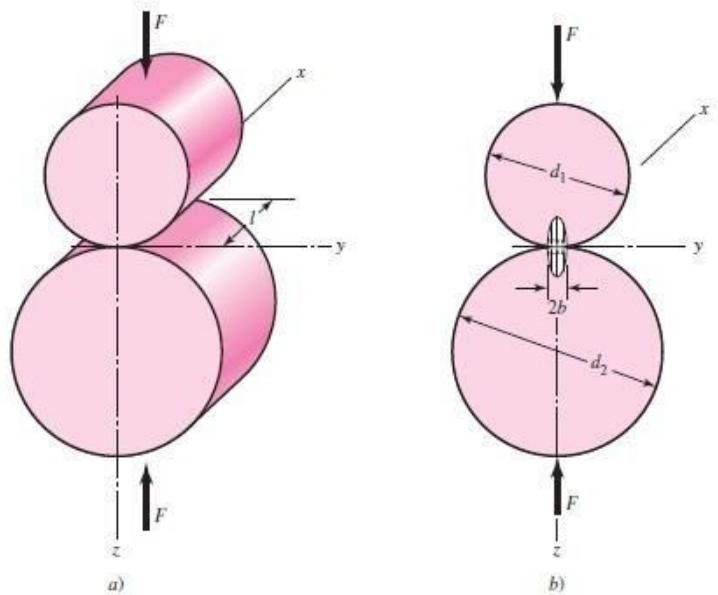
3.3- Formulas y cálculos utilizados en el diseño de la maquina hibrida (roladora- curvadora)

Diseño de los rodillos:

Para el inicio del diseño de los rodillos, empezaremos por medio del esfuerzo de contacto estudiado por Hertz (contacto cilíndrico); los materiales a usar para los rodillos serán acero SAE 4340 y para la lámina será acero inoxidable AISI 304:

Figura 3-38

a) Dos cilindros circulares rectos se mantienen en contacto por las fuerzas F uniformemente distribuidas a lo largo de la longitud l del cilindro.
b) El esfuerzo de contacto tiene una distribución elíptica a lo largo del ancho de la zona de contacto $2b$.



Fuente: Figura 3-38 del libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley octava edición, pag. 119)

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi L} \left[\frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2} \right]} \quad \text{Ec. 01}$$

Donde:

b : Semi ancho del área de contacto

F : Fuerza del rodillo que ejerce a la lámina por unidad de longitud

L : Longitud del rodillo

ν_1, ν_2 : Relación de poisson

E_1, E_2 : Módulo de elasticidad

d_1, d_2 : Diámetros de los rodillos

La presión máxima es:

$$P_{\text{máx}} = \frac{2F}{\pi b L} \quad \text{Ec. 02}$$

Las ecuación 01 y 02, se aplican a un cilindro y a una superficie plana; cuando hay una superficie plana entonces se hará $d=\infty$. Reemplazando la Ec. 01 en la Ec. 02:

$$P_{\text{máx}} = \frac{2F}{\pi \sqrt{\frac{2F}{\pi L} \left[\frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2} \right]} L}$$

$$P_{\text{máx}}^2 = \frac{4F^2}{\pi^2 * \frac{2F}{\pi L} \left[\frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2} \right] * L^2}$$

En el esfuerzo de contacto se observa que hay contacto con una superficie plana, entonces $d_2 = \infty$.

$$P_{m\acute{a}x}^2 = \frac{2F}{\pi * L \left[\frac{(1 - V_1^2)/E_1 + (1 - V_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/\infty} \right]}$$

$$P_{m\acute{a}x}^2 = \frac{2F}{\pi * L \left[\frac{\frac{E_2(1 - V_1^2) + E_1(1 - V_2^2)}{E_1 * E_2}}{\frac{1}{d_1}} \right]}$$

$$P_{m\acute{a}x}^2 = \frac{2 * F * E_1 * E_2}{\pi * L * d_1 [E_2(1 - V_1^2) + E_1(1 - V_2^2)]} \quad \text{Ec. 03}$$

El cálculo del momento plástico de la lámina es:

$$M_p = \frac{\sigma * I_p}{c} \quad \text{Ec. 04}$$

Donde:

σ : Esfuerzo de fluencia de la lámina (Pa)

I_p : Momento de Inercia de la lámina

c : Distancia desde el eje neutro de la lámina (m) = $h/2$

El cálculo del momento de inercia de la lámina es:

$$I_p = \frac{b * h^3}{12} \quad \text{Ec. 05}$$

Reemplazando la Ec. 05 en Ec. 04:

$$M_p = \frac{\frac{\sigma * b * h^3}{12}}{\frac{h}{2}}$$

$$M_p = \frac{\sigma * b * h^2}{6} \quad \text{Ec. 06}$$

Donde:

b : Ancho de la lámina = 2.440 m

h : Espesor de la lámina = 0.0127 m

σ : Resistencia a la fluencia de la lámina AISI 304 = 276 MPa (Tabla A-22 del libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, pag. 1023.)

Reemplazando los valores en la Ec. 06:

$$M_p = \frac{(276 * 10^6 \text{ N/m}) * (2.440 \text{ m}) * (0.0127 \text{ m})^2}{6}$$

$$M_p = 18.10 \text{ KN.m}$$

El cálculo de la fuerza del rodillo superior que se ejerce en la lámina:

$$F = \frac{4 * M_p}{Lr} \quad \text{Ec. 07}$$

Donde:

Lr = Distancia entre los rodillos

Reemplazando el valor de M_p en la Ec. 07:

$$F = \frac{[4 * (18.10 * 10^3 \text{ KN.m})]}{Lr}$$

$$F = \frac{72.4 * 10^3}{Lr} \quad \text{Ec. 08}$$

Reemplazando la Ec. 08 en la Ec. 03:

$$P_{\text{máx}}^2 = \frac{2 * (217.2 * 10^3 / Lr) * E_1 * E_2}{\pi * L * d_1 [E_2(1 - V_1^2) + E_1(1 - V_2^2)]}$$

$$P_{\text{máx}}^2 = \frac{138.27 * 10^3 * E_1 * E_2}{L * d_1 * Lr [E_2(1 - V_1^2) + E_1(1 - V_2^2)]}$$

Por comparaciones de algunas máquinas roladoras, se asume una relación de la distancia entre los rodillos y el diámetro de los rodillos: $Lr = 1.5 * d_1$, entonces:

------(ANEXO A)

$$P_{\text{máx}}^2 = \frac{138.27 * 10^3 * E_1 * E_2}{L * d_1 * 1.5 * d_1 [E_2(1 - V_1^2) + E_1(1 - V_2^2)]}$$

$$P_{\text{máx}}^2 = \frac{92.18 * 10^3 * E_1 * E_2}{L * d_1^2 [E_2(1 - V_1^2) + E_1(1 - V_2^2)]}$$

Despejando el diámetro del rodillo:

$$d_1 = \frac{1}{P_{\text{máx}}} \sqrt{\frac{92.18 * 10^3 * E_1 * E_2}{L [E_2(1 - V_1^2) + E_1(1 - V_2^2)]}}$$

La presión máxima que se produce por esfuerzos de contacto debe ser mayor que la resistencia de fluencia de la lámina que se está rolado para que exista deformación permanente.

$$P_{\text{máx}} \geq S_y$$

$$d_1 = \frac{303.61}{S_y} \sqrt{\frac{E_1 * E_2}{L [E_2(1 - V_1^2) + E_1(1 - V_2^2)]}} \quad \text{Ec. 09}$$

Recordando los valores:

S_y : Resistencia de fluencia = 276 MPa

L: Longitud del rodillo = 3 m

E_1 : Modulo de elasticidad del rodillo = 207 GPa

E_2 : Módulo de elasticidad de la lámina = 190 GPa

V_1 : Relación de poisson del rodillo = 0.292

V_2 : Relación de poisson de la lámina = 0.305

Estos valores E_1, E_2, V_1, V_2 se encuentran en la tabla A-5 del libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, pag. 987.)

Reemplazando los valores en la Ec. 09:

$$d_1 = \frac{303.61}{(276 * 10^6)} \sqrt{\frac{(207 * 10^9) * (190 * 10^9)}{3[(190 * 10^9)(1 - 0.292^2) + (207 * 10^9)(1 - 0.305^2)]}}$$

$$d_1 = \frac{1.10}{10^6} \sqrt{\frac{3933 * 10^{19}}{3[(173.80 * 10^9) + (187.74 * 10^9)]}}$$

$$d_1 = \frac{1.10}{10^6} \sqrt{\frac{3933 * 10^{19}}{1084.62 * 10^9}}$$

$$d_1 = \frac{1.10}{10^6} \sqrt{3.626 * 10^{10}}$$

$$d_1 = 209.47 \text{ mm}$$

Para mejor confiabilidad en el trabajo de rolado, como diámetro de los rodillos inferior se usará una barra redonda SAE 4340 de diámetro 228.6 mm = 9".

La distancia entre los rodillos es: $Lr = 1.5 * d_1$

$$Lr = 1.5 * (228.6 \text{ mm})$$

$$Lr = 342.9 \text{ mm}$$

Para el diámetro "D" del rodillo superior, usaremos una relación:

$$D = 1.5 * d$$

$$D = 1.5 * (228.6 \text{ mm})$$

$$D = 342.9 \text{ mm}$$

Para mejor confiabilidad en el trabajo de rolado, como diámetro del rodillo superior se usará una barra redonda SAE 4340 de diámetro 355.6 mm = 14".

Cálculo del peso del rodillo superior:

$$\rho = \frac{m_{rs}}{Vol}$$

Donde:

ρ : Densidad del material del rodillo (SAE 4340) = $7850 \text{ Kg}/m^3$

m_{rs} : Masa del rodillo superior (Kg)

Vol: Volumen del rodillo (m^3)

$$m_{rs} = Vol * \rho$$

$$m_{rs} = A * L * \rho$$

Donde:

A = Área del rodillo (m^2)

L = Longitud del rodillo (m)

$$m_{rs} = \frac{\pi * D^2 * L * \rho}{4}$$

$$m_{rs} = \frac{\pi * (0.3556 \text{ m})^2 * 3 \text{ m} * (7850 \text{ Kg}/m^3)}{4}$$

$$m_{rs} = 2338.86 \text{ Kg}$$

Cálculo del peso del rodillo inferior:

$$\rho = \frac{m_{ri}}{Vol}$$

Donde:

ρ : Densidad del material del rodillo (SAE 4340) = 7850 Kg/m^3

m_{ri} : Masa del rodillo (Kg)

Vol: Volumen del rodillo (m^3)

$$m_{ri} = Vol * \rho$$

$$m_{ri} = A * L * \rho$$

Donde:

A = Área del rodillo (m^2)

L = Longitud del rodillo (m)

$$m_{ri} = \frac{\pi * d^2 * L * \rho}{4}$$

$$m_{ri} = \frac{\pi * (0.2286 \text{ m})^2 * 3 \text{ m} * (7850 \text{ Kg/m}^3)}{4}$$

$$m_{ri} = 966.57 \text{ Kg}$$

Cálculo de fuerzas en el proceso del rolado:

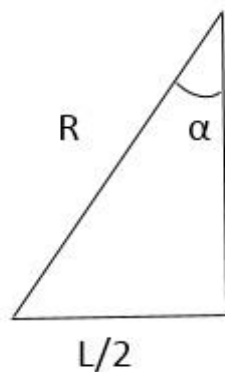
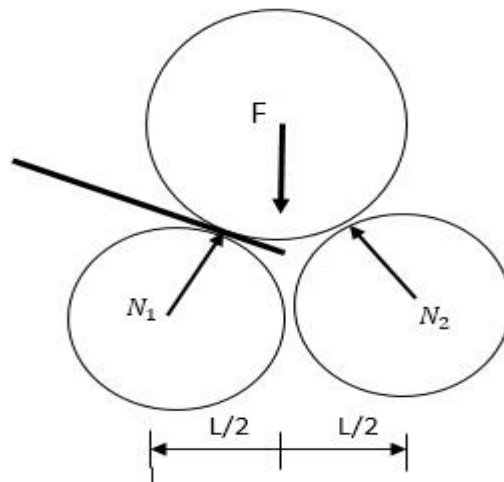


Diagrama para calcular el ángulo “ α ” comprendido entre la línea de

simetría y la línea de centro superiores e inferiores de los rodillos:

$$\text{Sen } \alpha = \frac{L/2}{R} \quad \text{Ec. 10}$$

L: Distancia entre los rodillos inferiores = 342.9 mm

R: Suma de los radios de los rodillos inferiores y superiores más el espesor de la lámina

$$R = r_i + 12.7 + R_s$$

$$R = 114.3 + 12.7 + 177.8$$

$$R = 304.8 \text{ mm}$$

Reemplazando los valores en la Ec. 10:

$$\begin{aligned} \text{Sen } \alpha &= \frac{(342.9/2)}{304.8} \\ \text{Sen } \alpha &= \frac{171.45}{304.8} \\ \alpha &= 34.23^\circ \end{aligned}$$

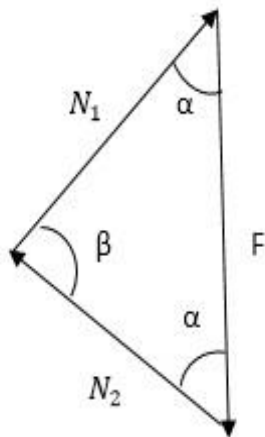
Recordando la Ec. 08:

$$F = \frac{72.4 * 10^3}{Lr}$$

Reemplazamos el valor $Lr = 342.9 \text{ mm} = 0.3429 \text{ m}$

$$F = \frac{72.4 * 10^3}{(0.3429)}$$

$F = 211.14 \text{ KN}$ fuerza concentrada por carga
estática del rodillo superior



Se sabe que:

$$\beta + \alpha + \alpha = 180^\circ$$

$$\beta + 34.23^\circ + 34.23^\circ = 180^\circ$$

$$\beta = 111.54^\circ$$

Aplicando la ley de senos:

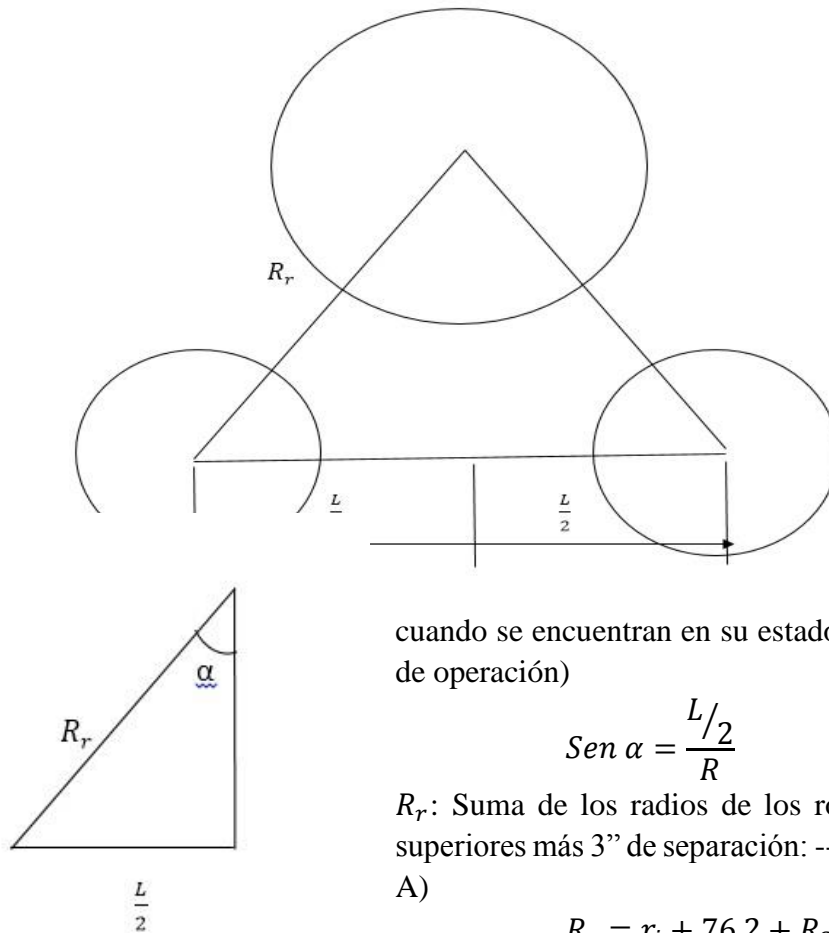
$$\begin{aligned} \frac{N_1}{\text{sen } 34.23^\circ} &= \frac{N_2}{\text{sen } 34.23^\circ} \\ &= \frac{F + W_{rs}}{\text{sen } 111.54^\circ} \\ N_1 = N_2 &= \frac{(F + m_{rs} * g) \text{sen } 34.23^\circ}{\text{sen } 111.54^\circ} \end{aligned}$$

$$N_1 = N_2 = \frac{(211.14 \text{ KN} + 2338.86 \text{ Kg} * 9.81 \text{ m/s}^2) * \text{sen } 34.23^\circ}{\text{sen } 111.54^\circ}$$

$$N_1 = N_2 = 141.56 \text{ KN}$$

...Fuerza concentrada por carga estática del rodillo inferior

Recuerde que las medidas de los ángulos son 4 calculadas en pleno trabajo de operación, y ahora se realizará la medida de la separación de los rodillos cuando se encuentran en su estado inicial (sin estado de operación)



Se calculará la distancia real entre los rodillos inferiores

cuando se encuentran en su estado inicial (sin estado de operación)

$$\text{Sen } \alpha = \frac{L/2}{R}$$

R_r : Suma de los radios de los rodillos inferiores y superiores más 3" de separación: -----(ANEXO A)

$$R_r = r_i + 76.2 + R_s$$

$$R_r = 114.3 + 76.2 + 177.8$$

$$R_r = 368.3 \text{ mm}$$

Recordando la Ec. 10:

$$\text{Sen } \alpha = \frac{L/2}{R}$$

Se cambia L por L_r como longitud real; así mismo R por R_r como distancia real el rodillo inferior y superior.

$$\text{Sen } \alpha = \frac{L_r/2}{R_r}$$

$$\text{Sen } 34.23^\circ = \frac{L_r/2}{368.3}$$

$$L_r = 414.35 \text{ mm} \cong 415 \text{ mm}$$

Cálculo de la fuerza de rozamiento:

El cálculo de la fuerza de rozamiento es:

$$F_r = f_s + F_{rod} \quad \text{Ec. 11}$$

$$f_s = \mu * F \quad \text{Ec. 12}$$

$$F_{rod} = \frac{K * F}{r} \quad \text{Ec. 13}$$

Reemplazando la Ec. 12 y Ec. 13 en la Ec. 11

$$F_r = \mu * F + \frac{K * F}{r} \quad \text{Ec. 14}$$

Donde:

F_r : Fuerza de rozamiento (fuerza necesaria para accionar el rodillo)

F: Fuerza del rodillo

f_s : Fuerza de rozamiento

μ : Coeficiente de rozamiento = (0.57 coeficiente de rozamiento dinámico entre acero con acero)

K: Coeficiente de rodadura = (0.05 coeficiente de rodadura para rueda de acero sobre riel de acero)

r: Radio del rodillo (mm)

Cálculo de la fuerza de rozamiento entre el rodillo superior y la lámina:

$$F_{rs} = \mu * F + \frac{K * F}{r}$$

$$F_{rs} = (0.57) * (211.14 \text{ KN}) + \frac{(0.05) * (211.14 \text{ KN})}{(177.8)}$$

$$F_{rs} = 120.41 \text{ KN}$$

Fuerza total en el rodillo superior:

$$F_{TS} = \sqrt{(F)^2 + (F_{rs})^2}$$

$$F_{TS} = \sqrt{(211.14 \text{ KN})^2 + (120.41 \text{ KN})^2}$$

$$F_{TS} = 243.06 \text{ KN}$$

Cálculo de la fuerza de rozamiento entre el rodillo inferior y la lámina:

$$F_{ri} = \mu * N + \frac{K * N}{r}$$

$$F_{ri} = (0.57) * (141.56 \text{ KN}) + \frac{(0.05) * (141.56 \text{ KN})}{(114.3)}$$

$$F_{ri} = 80.75 \text{ KN}$$

Fuerza total en el rodillo inferior:

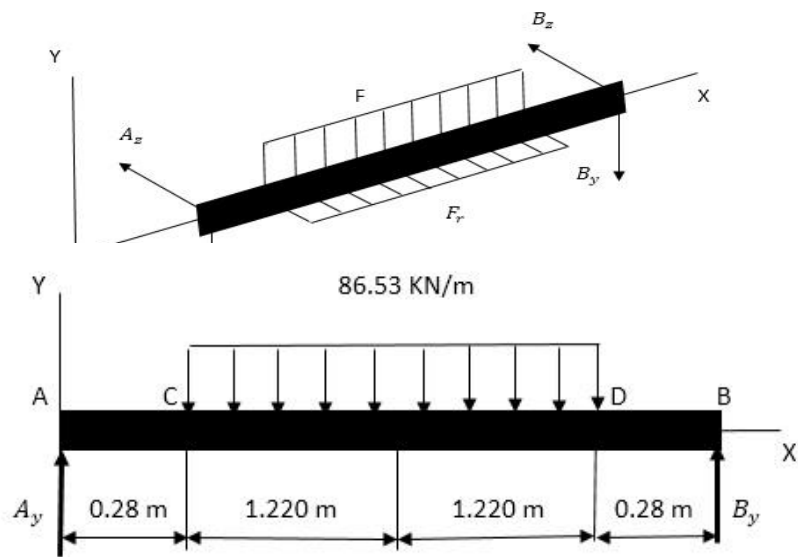
$$F_T = \sqrt{(N)^2 + (F_{ri})^2}$$

$$F_{Ti} = \sqrt{(141.56 \text{ KN})^2 + (80.75 \text{ KN})^2}$$

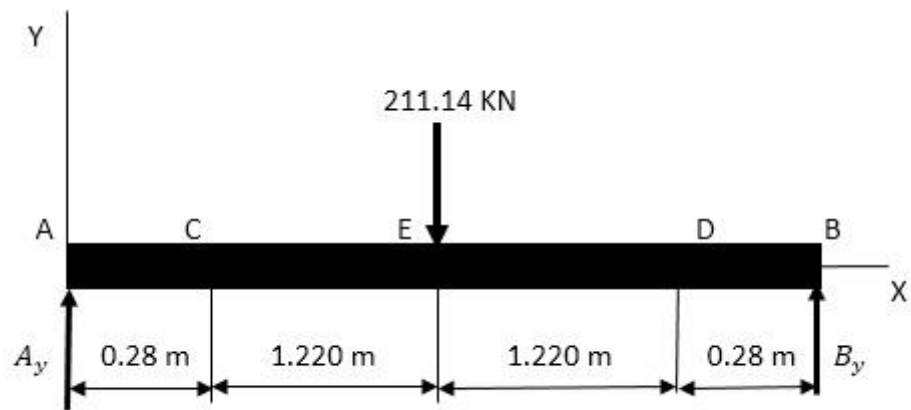
$$F_{Ti} = 162.97 \text{ KN}$$

Análisis por carga estática del rodillo superior:

Plano XY:



Cálculo de reacciones A_y y B_y :



$$\sum M_A = 0$$

$$-211.14 \text{ kN}(1 \text{ m}) + B_y(2 \text{ m}) = 0$$

$$B_y(2 \text{ m}) = 211.14 \text{ kN}(1 \text{ m})$$

$$B_y = 105.57 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - 211.14 \text{ kN} + B_y = 0$$

$$A_y - 211.14 \text{ kN} + 105.57 = 0$$

$$A_y = 105.57 \text{ kN}$$

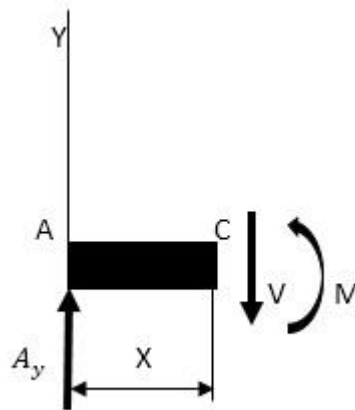
Se observó que la fuerza encuentra en el centro del rodillo, con lo cual para encontrar las reacciones serán:

$$A_y = B_y = \frac{F}{2} = \frac{211.14 \text{ kN}}{2}$$

$$A_y = B_y = 105.57 \text{ kN}$$

Fuerza cortante y momento flector en el rodillo superior:

Corte Sección AC: $0 \leq X \leq 0.280 \text{ m}$



Fuerza

$$\sum F_y = 0$$

cortante:

$$105.57 \text{ KN} - V = 0$$

$$V = 105.57 \text{ KN}$$

Para: $X = 0,$

$$V_A = 105.57 \text{ KN}$$

$X = 0.280 \text{ m},$

$$V_C = 105.57 \text{ KN}$$

Momento flector:

$$\sum M = 0$$

$$-(105.57 * X) \text{ KN.m} + M = 0$$

$$M = (105.57 * X) \text{ KN.m}$$

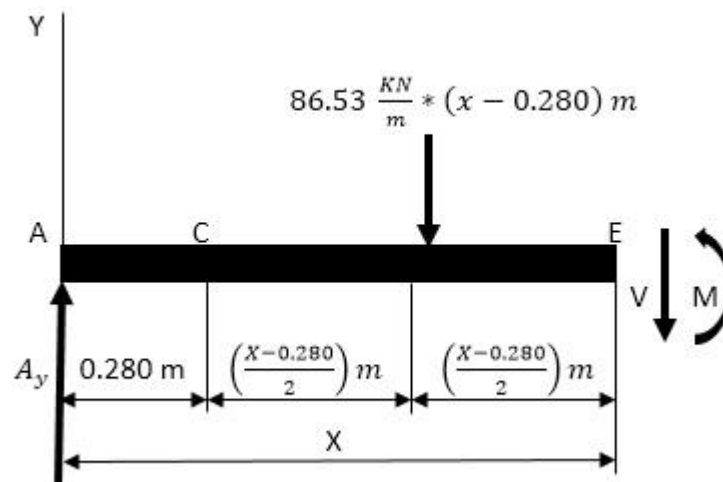
Para: $X = 0,$

$$M_A = 0$$

$X = 0.280 \text{ m},$

$$M_C = 29.56 \text{ KN.m}$$

Corte Sección CE: $0.280 \text{ m} \leq X \leq 1.5 \text{ m}$



Fuerza

cortante:

$$\sum F_y = 0$$

$$105.57 \text{ KN} - (86.53 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m} - V = 0$$

$$V = 105.57 \text{ KN} - (86.53 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m}$$

Para: $X = 0.280 \text{ m}$, $V_C = 105.57 \text{ KN}$

$X = 1.5 \text{ m}$, $V_E = 0 \text{ KN}$

Momento flector:

$$\sum M = 0$$

$$-(105.57 * X) \text{ KN.m} + (86.53 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m} * \left(\frac{X - 0.280}{2}\right) \text{ m} + M = 0$$

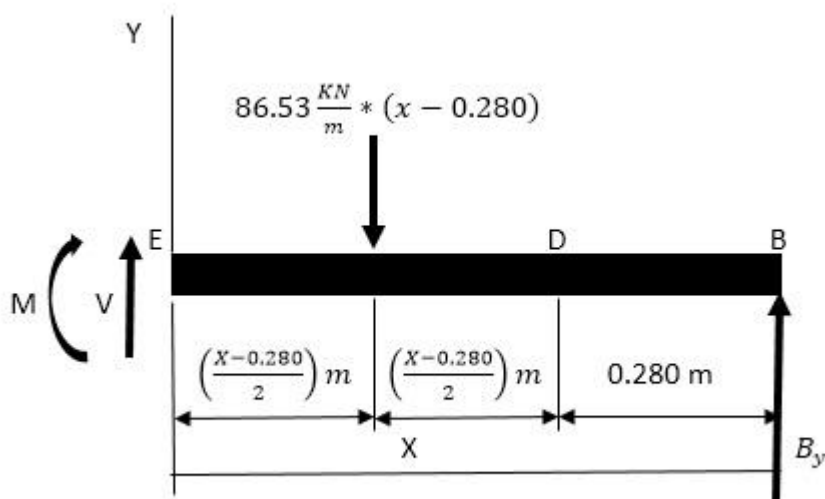
$$-(105.57 * X) \text{ KN.m} + (43.26 \text{ KN/m}) * (X - 0.280)^2 \text{ m}^2 + M = 0$$

$$M = (105.57 * X) \text{ KN.m} - (43.26) * (X - 0.280)^2 \text{ KN.m}$$

Para: $X = 0.280 \text{ m}$, $M_C = 29.56 \text{ KN.m}$

$X = 1.5 \text{ m}$, $M_E = 93.97 \text{ KN.m}$

Corte Sección DE: $0.280 \text{ m} \leq X \leq 1.5 \text{ m}$



Fuerza cortante:

$$\sum F_y = 0$$

$$V - (86.53 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m} + 105.57 \text{ KN} = 0$$

$$V = (86.53 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m} - 105.57 \text{ KN}$$

Para: $X = 0.280 \text{ m}$, $V_D = -105.57 \text{ KN}$

$X = 1.5 \text{ m}$, $V_E = 0 \text{ KN}$

Momento flector:

$$\sum M = 0$$

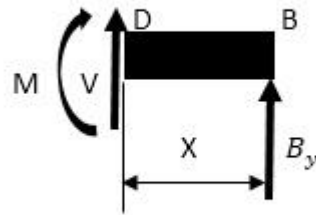
$$-M - (86.53 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m} * \left(\frac{X - 0.280}{2}\right) \text{ m} + (105.57 * X) \text{ KN.m} = 0$$

$$(105.57 * X) \text{ KN.m} - (43.26 \text{ KN/m}) * (X - 0.280)^2 \text{ m}^2 - M = 0$$

$$M = (105.57 * X) KN.m - (43.26) * (X - 0.280)^2 KN.m = 0$$

Para: $X = 0.280 m$, $M_D = 29.56 KN.m$
 $X = 1.5 m$, $M_E = 93.97 KN.m$

Corte Sección BD: $0 m \leq X \leq 0.280 m$



Fuerza

cortante:

$$\sum F_y = 0$$

$$V + 105.57 KN = 0$$

$$V = -105.57 KN$$

Para: $X = 0$,

$$V_B = -105.57 KN$$

$X = 0.280 m$,

$$V_D = -105.57 KN$$

Momento flector:

$$\sum M = 0$$

$$-M + (105.57 * X) KN.m = 0$$

$$M = (105.57 * X) KN.m$$

Para: $X = 0$,

$$M_B = 0$$

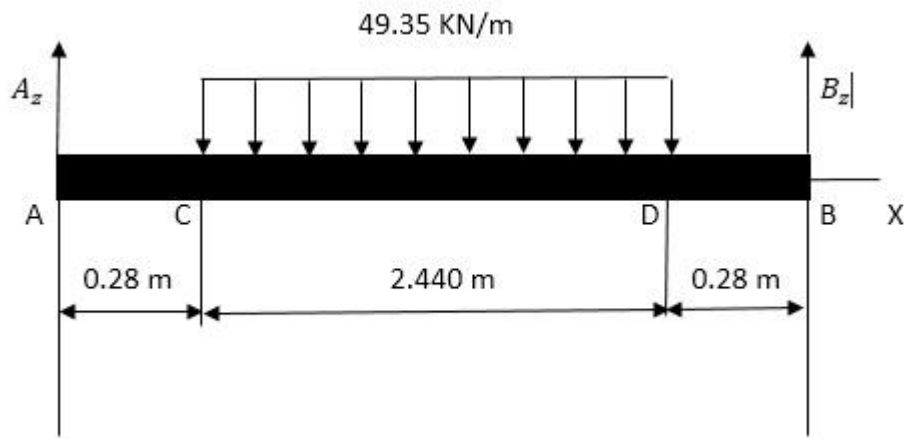
$X = 0.280 m$,

$$M_D = 29.56 KN.m$$

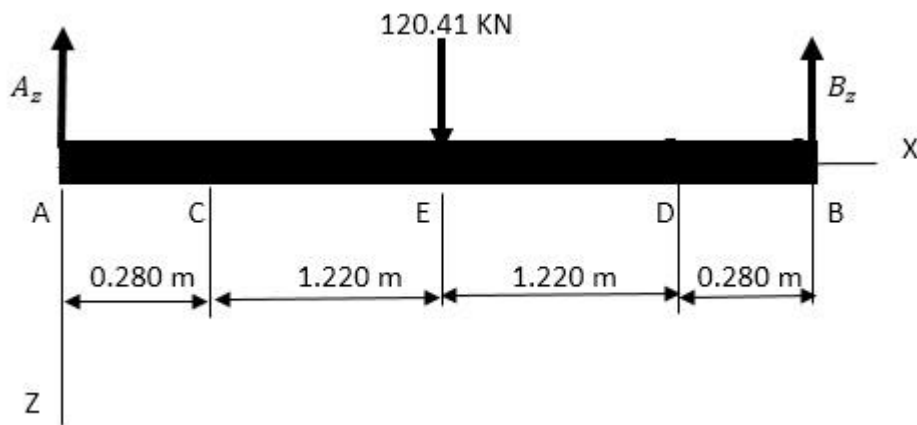
Se observa que el momento flector máximo por la fuerza del rodillo superior es:

$$M_{EF} = 93.97 KN.m$$

Plano XZ:



Cálculo de reacciones A_z y B_z :



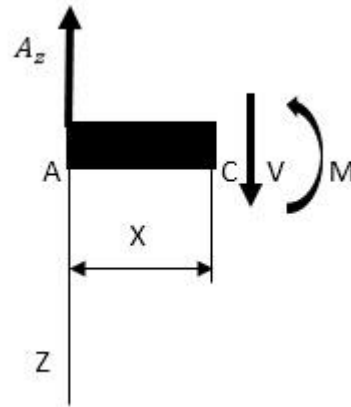
De
la

misma manera del cálculo anterior sobre las reacciones, tendremos:

$$A_z = B_z = \frac{F_{rs}}{2} = \frac{120.41 \text{ kN}}{2}$$

$$A_z = B_z = 60.20 \text{ kN}$$

Corte Sección AC: $0 \leq X \leq 0.280 \text{ m}$



Fuerza
 $\sum F_z = 0$

cortante:

$$60.20 \text{ KN} - V = 0$$

$$V = 60.20 \text{ KN}$$

Para: $X = 0$,

$$V_A = 60.20 \text{ KN}$$

$X = 0.280 \text{ m}$,

$$V_C = 60.20 \text{ KN}$$

Momento flector:

$$\sum M = 0$$

$$-(60.20 * X) \text{ KN.m} + M = 0$$

$$M = (60.20 * X) \text{ KN.m}$$

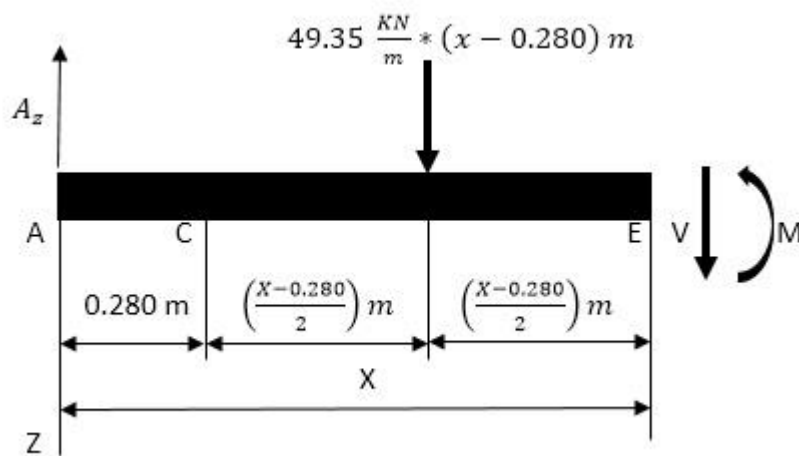
Para: $X = 0$,

$$M_A = 0$$

$X = 0.280 \text{ m}$,

$$M_C = 16.86 \text{ KN.m}$$

Corte Sección CE: $0.280 \text{ m} \leq X \leq 1.5 \text{ m}$



Fuerza
 cortante:
 $\sum F_z = 0$

$$60.20 \text{ KN} - (49.35 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m} - V = 0$$

$$V = 60.20 \text{ KN} - (49.35 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m}$$

Para: $X = 0.280 \text{ m}$, $V_C = 60.20 \text{ KN}$

$X = 1.5 \text{ m}$, $V_E = 0 \text{ KN}$

Momento flector:

$$\sum M = 0$$

$$-(60.20 * X) \text{ KN.m} + (49.35 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m} * \left(\frac{X - 0.280}{2}\right) \text{ m} + M = 0$$

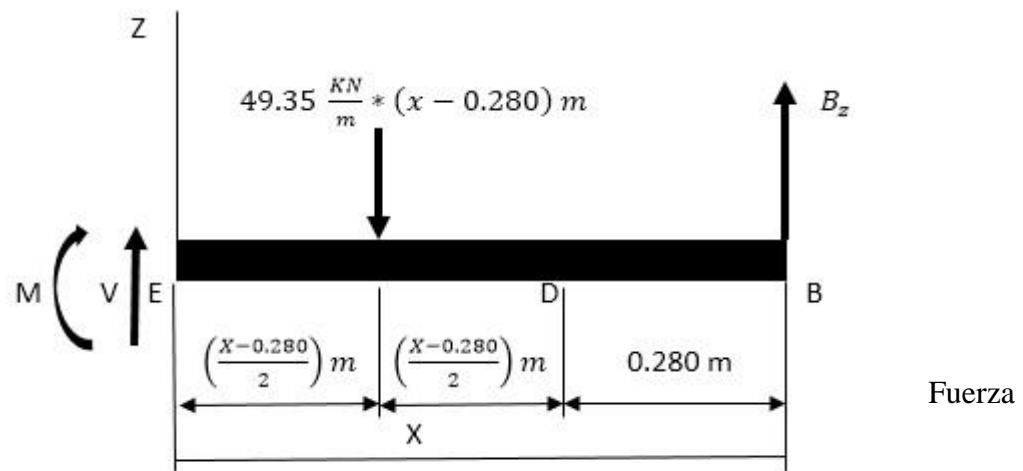
$$-(60.20 * X) \text{ KN.m} + (24.67 \text{ KN/m}) * (X - 0.280)^2 \text{ m}^2 + M = 0$$

$$M = (60.20 * X) \text{ KN.m} - (24.67) * (X - 0.280)^2 \text{ KN.m}$$

Para: $X = 0.280 \text{ m}$, $M_C = 16.86 \text{ KN.m}$

$X = 1.5 \text{ m}$, $M_E = 53.58 \text{ KN.m}$

Corte Sección DE: $0.280 \text{ m} \leq X \leq 1.5 \text{ m}$



cortante:

$$\sum F_z = 0$$

$$V - (49.35 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m} + 60.20 \text{ KN} = 0$$

$$V = (49.35 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m} - 60.20 \text{ KN}$$

Para: $X = 0.280 \text{ m}$, $V_D = -60.20 \text{ KN}$

$X = 1.5 \text{ m}$, $V_E = 0 \text{ KN}$

Momento flector:

$$\sum M = 0$$

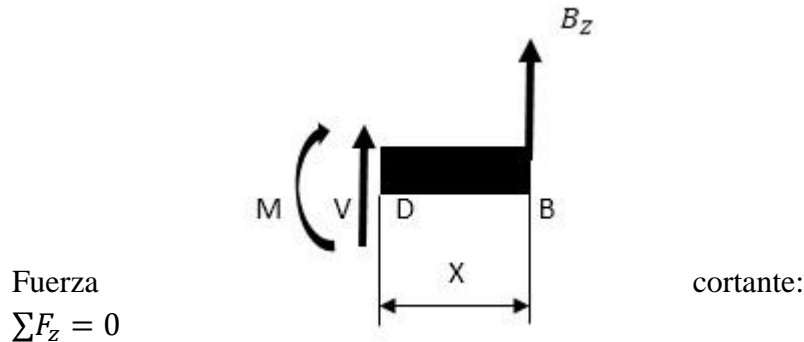
$$-M - (49.35 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m} * \left(\frac{X - 0.280}{2}\right) \text{ m} + (60.20 * X) \text{ KN.m} = 0$$

$$-M - (24.67 \text{ KN/m}) * (X - 0.280)^2 \text{ m}^2 + (60.20 * X) \text{ KN.m} = 0$$

$$M = (60.20 * X) KN.m - (24.67) * (X - 0.280)^2 KN.m$$

Para: $X = 0.280 m$, $M_D = 16.86 KN.m$
 $X = 1.5 m$, $M_E = 53.58 KN.m$

Corte Sección BD: $0 m \leq X \leq 0.280 m$



$$V + 60.20 KN = 0$$

$$V = -60.20 KN$$

Para: $X = 0$, $V_B = -60.20 KN$
 $X = 0.280 m$, $V_D = -60.20 KN$

Momento flector:

$$\sum M = 0$$

$$-M + (60.20 * X) KN.m = 0$$

$$M = (60.20 * X) KN.m$$

Para: $X = 0$, $M_B = 0$
 $X = 0.280 m$, $M_D = 16.86 KN.m$

Se observa que el momento flector máximo por fuerza de rozamiento del rodillo superior es:

$$M_{EFr} = 53.58 KN.m$$

Entonces el momento flector total será:

$$M_{TS} = \sqrt{(M_{EF})^2 + (M_{EFr})^2}$$

$$M_{TS} = \sqrt{(93.97 KN.m)^2 + (53.58 KN.m)^2}$$

$$M_{TS} = 108.17 KN.m$$

El cálculo de la torsión es:

$$T_S = F_{TS} * r_S$$

$$T_S = (243.06 KN) * (0.1778) m$$

$$T_S = 43.22 KN.m$$

Cálculo del factor de seguridad por Goodman:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 * M_{TS}}{\pi * D^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{(32) * (108.17 KN.m)}{\pi * (0.3556 m)^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 24.50 \text{ MPa}$$

Esfuerzo por deflexión:

$$\begin{aligned}\sigma_{m\acute{a}x} &= \sigma_a \\ \sigma_m &= 0\end{aligned}$$

Esfuerzo por torsión:

$$\begin{aligned}\tau_m &= \frac{16 * T}{\pi * D^3} \\ \tau_m &= \frac{16 * (43.22 \text{ KN.m})}{\pi * (0.3556 \text{ m})^3} \\ \tau_m &= 4.90 \text{ MPa} \\ \tau_a &= 0\end{aligned}$$

Aplicando el criterio de Von Mises para esfuerzos combinados:

$$\begin{aligned}\sigma'_a &= \sqrt{(\sigma_a)^2 + (\sigma_m)^2} \\ \sigma'_a &= \sqrt{(24.50 \text{ MPa})^2 + (0)^2} \\ \sigma'_a &= 24.50 \text{ MPa} \\ \sigma'_m &= \sqrt{(\tau_a)^2 + 3(\tau_m)^2} \\ \sigma'_m &= \sqrt{(0)^2 + 3(4.90 \text{ MPa})^2} \\ \sigma'_m &= 8.49 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Según Goodman:

$$\begin{aligned}\frac{1}{FS} &= \frac{\sigma'_a}{Se} + \frac{\sigma'_m}{Sut} \\ \frac{1}{FS} &= \frac{24.50 \text{ MPa}}{570.19 \text{ MPa}} + \frac{8.49 \text{ MPa}}{1470 \text{ MPa}} \\ FS &= 20.5\end{aligned}$$

De acuerdo a los análisis estudiados, se concluye que no hay fallas por fatiga.

Análisis por fatiga del rodillo superior:

En este proyecto, el material que se va a usar en el rodillo será un acero SAE 4340 y se realizará un cálculo para evitar las fallas por fatiga.

En caso de los aceros, se hará el cálculo del límite de resistencia (Se'), en la tabla A-21 del libro Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, pag. 1022, se tiene:

$S_{ut} = 1720 \text{ MPa}$ y en la pag. 274 del mismo libro estudiado, se tiene:

Se'	0,5 S_{ut}	$S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)}$
	100 kpsi	$S_{ut} > 200 \text{ kpsi}$
	700 MPa	$S_{ut} > 1400 \text{ MPa}$

Donde:

S_{ut} = Resistencia a la tensión (Mpa) y en la cual se usará un valor $Se' = 700 \text{ MPa}$
Mediante la ecuación de Joseph Marin, el límite de resistencia a la fatiga es:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e'$$

Donde:

K_a : Factor de modificación de la condición superficial

K_b : Factor de modificación del tamaño

K_c : Factor de modificación de la carga

K_d : Factor de modificación de la temperatura

K_e : Factor de confiabilidad

K_f : Factor de modificación de efectos varios

Cálculo del factor de superficie K_a :

En este proyecto, el material a usar para el rodillo es un acero SAE 4340 y para calcular el factor de modificación de la condición superficial, se hará a partir de datos recolectados por Lipson, Noll y Horger.

$$K_a = a S_{ut}^b$$

Debido que en el proceso de rolado, el acabado superficial es maquinado o laminado (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley octava edición, pag. 280 y 1022)

280 | PARTE DOS Prevención de fallas

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en Society for Experimental Stress Analysis, vol. 3, núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horger (ed.), Metals Engineering Design ASME Handbook, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

$$S_{ut} = 1720 \text{ Mpa}$$

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

Reemplazando los valores, obtendremos:

$$K_a = a S_{ut}^b$$

$$K_a = 4.51 * 1720^{-0.265}$$

$$K_a = 0.6$$

Cálculo del factor de tamaño K_b :

Para calcular del factor de tamaño, una de las siguientes fórmulas:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Asumimos “d” como diámetro de los extremos del rodillo (d=250 mm); entonces calcularemos K_b mediante:

$$K_b = 1.51d^{-0.157}$$

$$K_b = 1.51 * (250)^{-0.157}$$

$$K_b = 0.63$$

Cálculo del factor de la carga K_c :

Hay valores del factor de carga por flexión, axial y torsión:

K_c	1	Flexión
	0.85	axial
	0.59	Torsión

Por la carga por deflexión, entonces el factor de carga será: $K_c = 1$

Cálculo del factor de temperatura K_d :

Cuando las temperaturas de operación son menores que la temperatura de ambiente (25°C), la fractura frágil es una posibilidad fuerte, en nuestro proyecto las temperaturas de operación son un poco mayor que la temperatura de ambiente, entonces usaremos un factor de temperatura $K_d = 1$, dicho valor está tabla 6-4 del libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, pag. 283.

Tabla 6-4

Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.*
 $[S_T = \text{resistencia a la tensión a la temperatura de operación; } S_{RT} = \text{resistencia a la tensión a temperatura ambiente; } 0.099 \leq \sigma \leq 0.110]$

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Cálculo del factor de confiabilidad K_e :

En este proyecto usaremos el valor del factor de confiabilidad $K_e = 1$, por dos motivos:

El primero motivo por medio de la figura 6-17 (libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, pag. 275.) muestra una relación entre el límite de resistencia a la fatiga y la resistencia a la tensión $\frac{S'_e}{S_{ut}} = 0.6, 0.5$ y 0.4 ; en este proyecto usaremos un 50% de confiabilidad.

El segundo motivo es por medio de la tabla 6-5 (libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, pag. 285.), con una confiabilidad de 50%, entonces el factor de confiabilidad será $K_e = 1$.

Tabla 6-5

Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_e	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Cálculo del factor de efectos varios K_f :

Para realizar el cálculo del factor de efectos varios, se utilizará la fórmula:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Donde:

q : Sensibilidad a la muesca

K_t : Factor de concentración del esfuerzo

En este proyecto, tenemos el diámetro del rodillo ($D=355.6$ mm) y asumimos los valores:

d : diámetro de soportes = 250 mm

Recordando que asumimos los valores “ $d=250$ mm” y “ $r=10$ mm” para utilizar las tablas de la figura A-15-9 (libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, pag. 1008.)

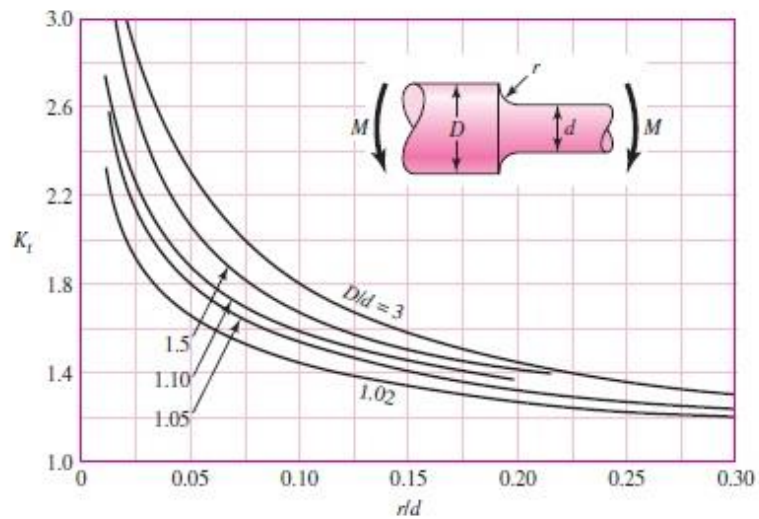
$$\frac{D}{d} = \frac{355.6}{250} = 1.42$$

$$\frac{r}{d} = \frac{10}{250} = 0.04$$

Entonces $K_t = 2.0$

Figura A-15-9

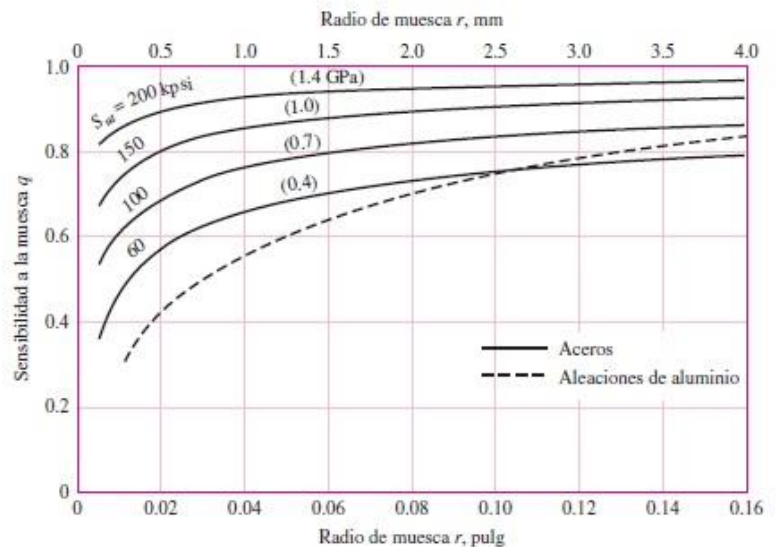
Eje redondo con filete en el hombro en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ y $I = \pi d^4/64$.



Ahora por la figura 6-20 (libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, pag. 287.) obtenemos el valor de sensibilidad a la muesca $q = 0.98$

Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = .16$ pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]



Entonces en la ecuación $K_f = 1 + q(2.0 - 1)$, reemplazamos:

$$K_f = 1 + 0.98(2.0 - 1)$$

$$K_f = 1.98$$

Por lo tanto al reemplazar en la ecuación:

$Se = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * Se'$, reemplazamos los valores.

$$Se = 0.6 * 0.63 * 1 * 1 * 1 * 1.98 * 700$$

$$Se = 570.19 \text{ Mpa}$$

Cálculo del factor de seguridad por Goodman:

Esfuerzo por deflexión:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 * M_{EFrs}}{\pi * D^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{(32) * (108.17 \text{ KN.m})}{\pi * (0.250 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 70.52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = K_a * \sigma_{m\acute{a}x}$$

$$\sigma_a = (0.6) * (70.52 \text{ MPa})$$

$$\sigma_a = (42.31 \text{ MPa})$$

$$\sigma_m = 0$$

Esfuerzo por torsión:

$$tm_{m\acute{a}x} = \frac{16 * T_i}{\pi * d^3}$$

$$tm_{m\acute{a}x} = \frac{16 * (43.22 \text{ KN.m})}{\pi * (0.250 \text{ m})^3}$$

$$tm_{m\acute{a}x} = 14.09 \text{ MPa}$$

$$tm = K_a * tm_{m\acute{a}x}$$

$$tm = (0.6) * (14.09 \text{ MPa})$$

$$tm = 8.45 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = 0$$

Aplicando el criterio de Von Mises para esfuerzos combinados:

$$\sigma'_a = \sqrt{(\sigma_a)^2 + (\sigma_m)^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(42.31 \text{ MPa})^2 + (0)^2}$$

$$\sigma'_a = 42.31 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(\tau_a)^2 + 3(\tau_m)^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(0)^2 + 3(8.45 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma'_m = 14.63 \text{ MPa}$$

Según Goodman:

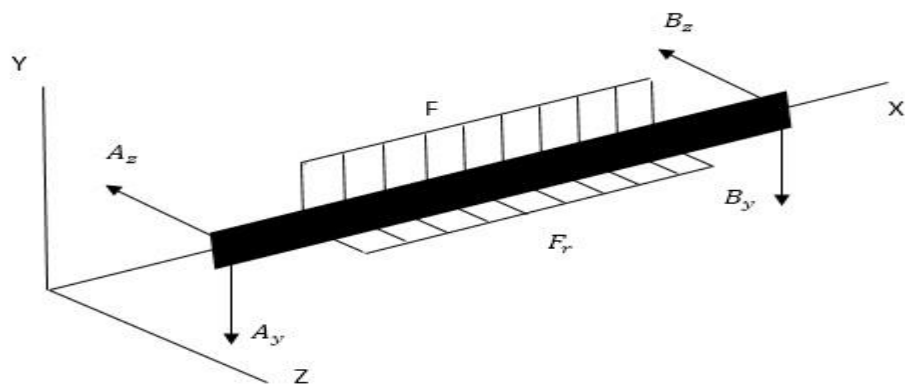
$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_a}{Se} + \frac{\sigma'_m}{Sut}$$

$$\frac{1}{FS} = \frac{42.31 \text{ MPa}}{570.19 \text{ MPa}} + \frac{14.63 \text{ MPa}}{1720 \text{ MPa}}$$

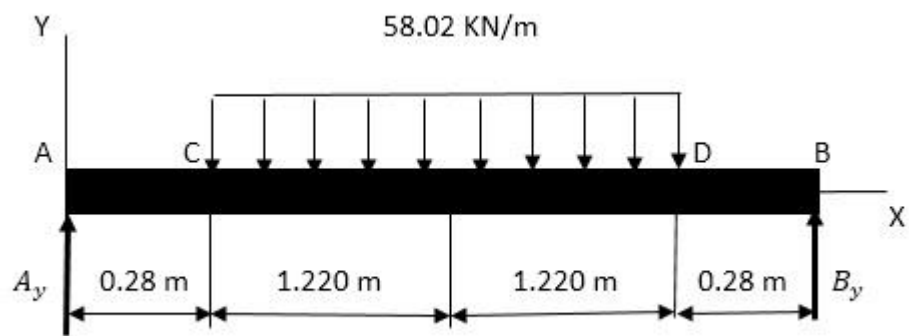
$$FS = 12.1$$

De acuerdo a los análisis estudiados, se concluye que no hay fallas por fatiga.

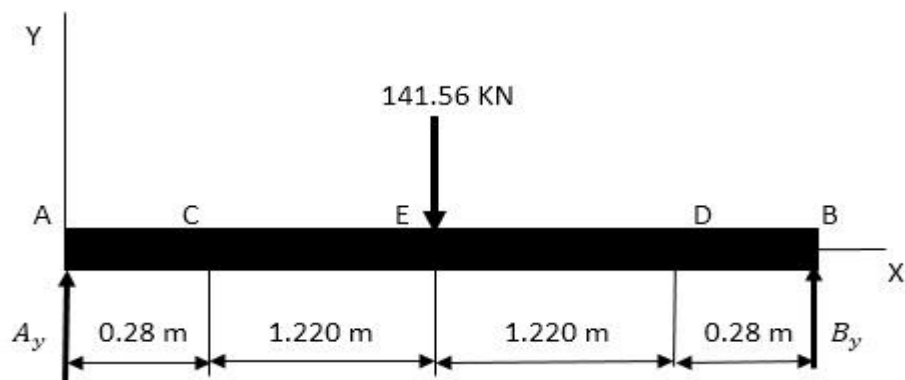
Análisis por carga estática del rodillo inferior:



Plano XY:



Cálculo de reacciones A_y y B_y :



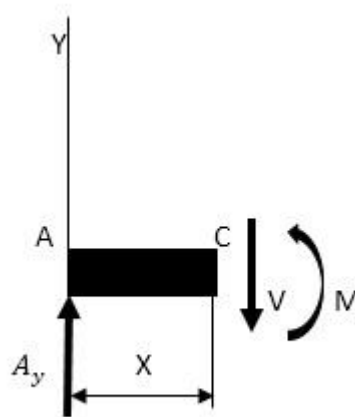
De la misma manera del cálculo anterior sobre las reacciones, tendremos:

$$A_y = B_y = \frac{N}{2} = \frac{141.56 \text{ KN}}{2}$$

$$A_y = B_y = 70.78 \text{ KN}$$

Fuerza cortante y momento flector en el rodillo inferior:

Corte Sección AC: $0 \leq X \leq 0.280 \text{ m}$



Fuerza

$$\sum F_y = 0$$

cortante:

$$70.78 \text{ KN} - V = 0$$

$$V = 70.78 \text{ KN}$$

Para: $X = 0,$

$$V_A = 70.78 \text{ KN}$$

$X = 0.280 \text{ m},$

$$V_C = 70.78 \text{ KN}$$

Momento flector:

$$\sum M = 0$$

$$-(70.78 * X) \text{ KN.m} + M = 0$$

$$M = (70.78 * X) \text{ KN.m}$$

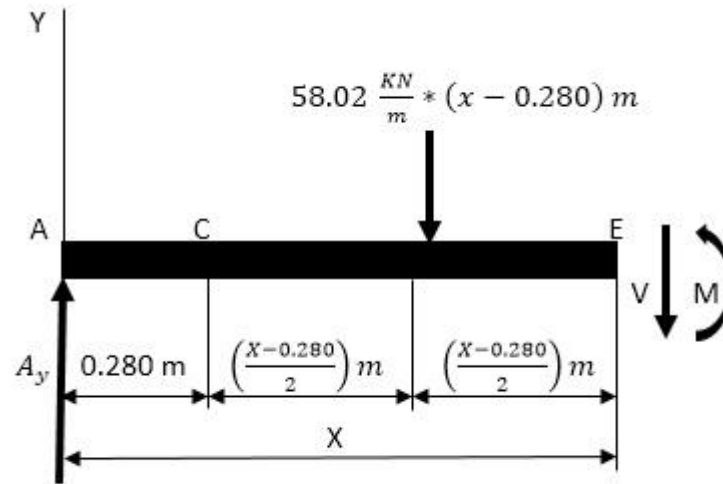
Para: $X = 0,$

$$M_A = 0$$

$X = 0.280 \text{ m},$

$$M_C = 19.82 \text{ KN.m}$$

Corte Sección CE: $0.280\text{ m} \leq X \leq 1.5\text{ m}$



**Fuerza
cortante:**
 $\sum F_y = 0$

$$70.78\text{ KN} - (58.02\text{ KN/m}) * (X - 0.280)\text{ m} - V = 0$$

$$V = 70.78\text{ KN} - (58.02\text{ KN/m}) * (X - 0.280)\text{ m}$$

Para: $X = 0.280\text{ m}, \quad V_C = 70.78\text{ KN}$
 $X = 1.5\text{ m}, \quad V_E = 0\text{ KN}$

Momento flector:

$$\sum M = 0$$

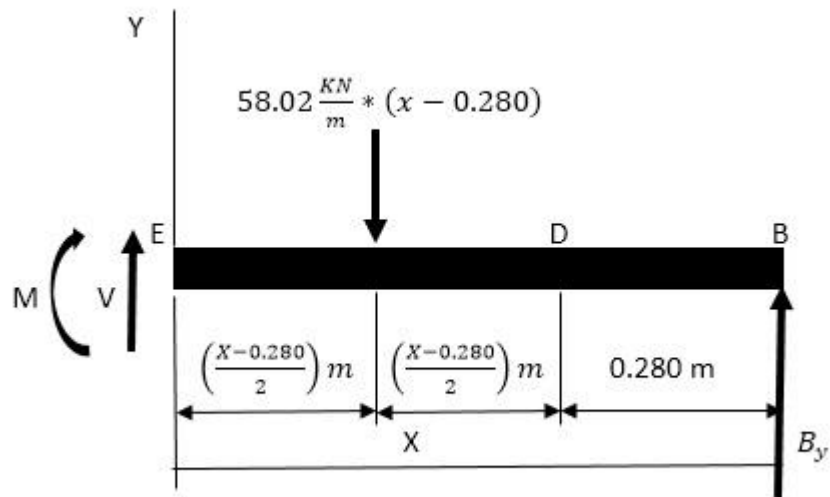
$$(70.78 * X)\text{ K.m} - (58.02\text{ KN/m}) * (X - 0.280)\text{ m} * \left(\frac{X - 0.280}{2}\right)\text{ m} - M = 0$$

$$(70.78 * X)\text{ KN.m} - (29.01\text{ KN/m}) * (X - 0.280)^2\text{ m}^2 - M = 0$$

$$M = (70.78 * X)\text{ KN.m} - (29.01) * (X - 0.280)^2\text{ KN.m} = 0$$

Para: $X = 0.280\text{ m}, \quad M_C = 19.82\text{ KN.m}$
 $X = 1.5\text{ m}, \quad M_E = 62.99\text{ KN.m}$

Corte Sección DE: $0.280\text{ m} \leq X \leq 1.5\text{ m}$



Fuerza cortante:

$$\sum F_y = 0$$

$$V - (58.02 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m} + 70.78 \text{ KN} = 0$$

$$V = (58.02 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m} - 70.78 \text{ KN}$$

Para: $X = 0.280 \text{ m}$, $V_D = -70.78 \text{ KN}$

$X = 1.5 \text{ m}$, $V_E = 0 \text{ KN}$

Momento flector:

$$\sum M = 0$$

$$-M - (58.02 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m} * \left(\frac{X - 0.280}{2}\right) \text{ m} + (70.78 * X) \text{ KN.m} = 0$$

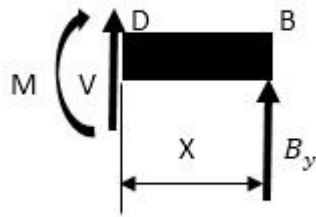
$$-M - (29.01 \text{ KN/m}) * (X - 0.280)^2 \text{ m}^2 + (70.78 * X) \text{ KN.m} = 0$$

$$M = (70.78 * X) \text{ KN.m} - (29.01 \text{ KN/m}) * (X - 0.280)^2 \text{ m}^2 = 0$$

Para: $X = 0.280 \text{ m}$, $M_D = 19.82 \text{ KN.m}$

$X = 1.5 \text{ m}$, $M_E = 62.99 \text{ KN.m}$

Corte Sección BD: $0 \text{ m} \leq X \leq 0.280 \text{ m}$



Fuerza

$$\sum F_y = 0$$

cortante:

$$V + 70.78 \text{ KN} = 0$$

$$V = -70.78 \text{ KN}$$

Para: $X = 0$,

$$V_B = -70.78 \text{ KN}$$

$X = 0.280 \text{ m}$,

$$V_D = -70.78 \text{ KN}$$

Momento flector:

$$\sum M = 0$$

$$-M + (70.78 * X) \text{ KN.m} = 0$$

$$M = (70.78 * X) \text{ KN.m}$$

Para: $X = 0$,

$$M_B = 0$$

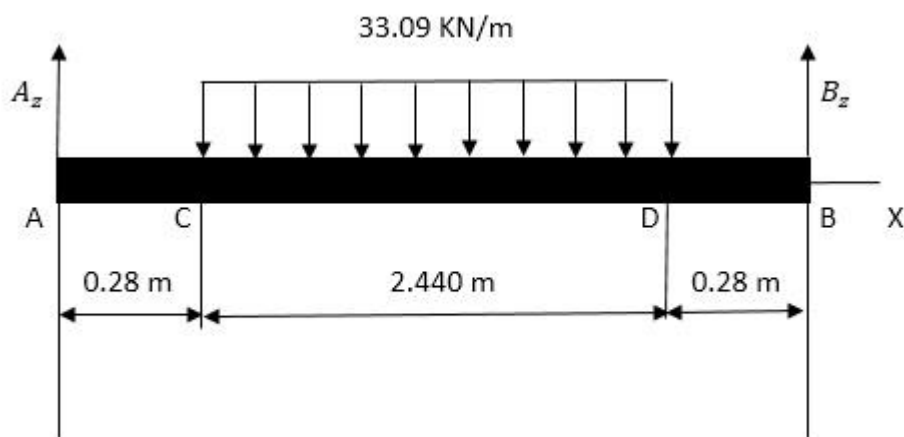
$X = 0.280 \text{ m}$,

$$M_D = 19.82 \text{ KN.m}$$

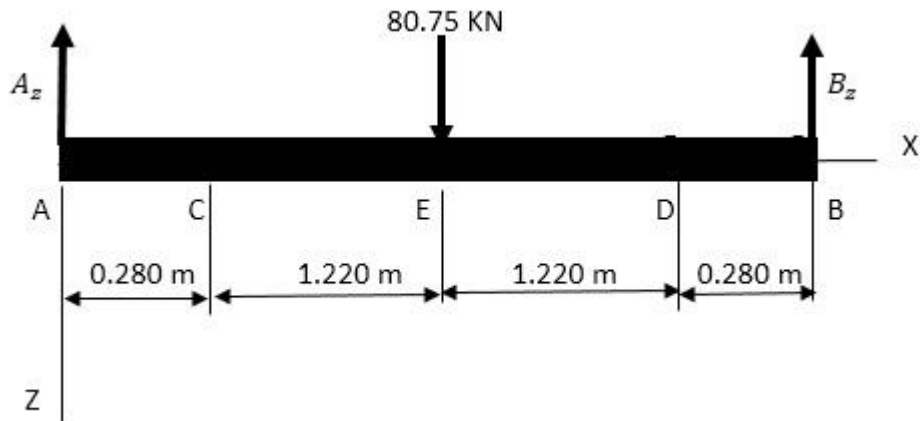
Se observa que el momento flector máximo por la fuerza del rodillo inferior es:

$$M_{EF} = 62.99 \text{ KN.}$$

Plano XZ:



Cálculo de reacciones A_z y B_z :



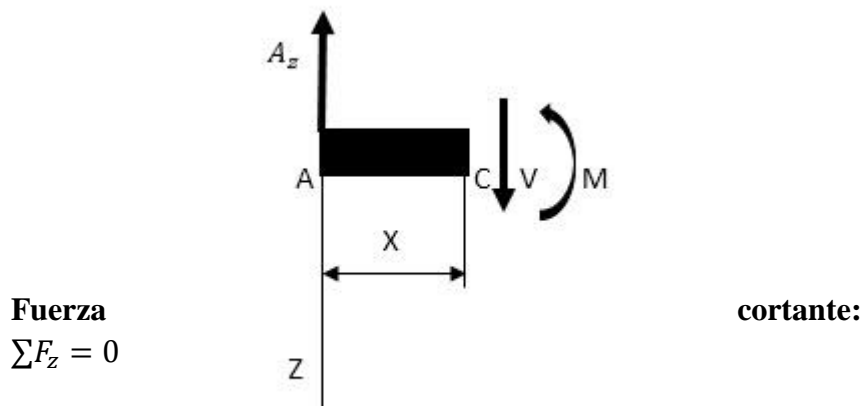
De
la

misma manera del cálculo anterior sobre las reacciones, tendremos:

$$A_z = B_z = \frac{F_{ri}}{2} = \frac{80.75 \text{ KN}}{2}$$

$$A_z = B_z = 40.37 \text{ KN}$$

Corte Sección AC: $0 \leq X \leq 0.280 \text{ m}$



$$40.37 \text{ KN} - V = 0$$

$$V = 40.37 \text{ KN}$$

Para: $X = 0$,

$$V_A = 40.37 \text{ KN}$$

$X = 0.280 \text{ m}$,

$$V_C = 40.37 \text{ KN}$$

Momento flector:

$$\sum M = 0$$

$$-(40.37 * X) \text{ KN.m} + M = 0$$

$$M = (40.37 * X) \text{ KN.m}$$

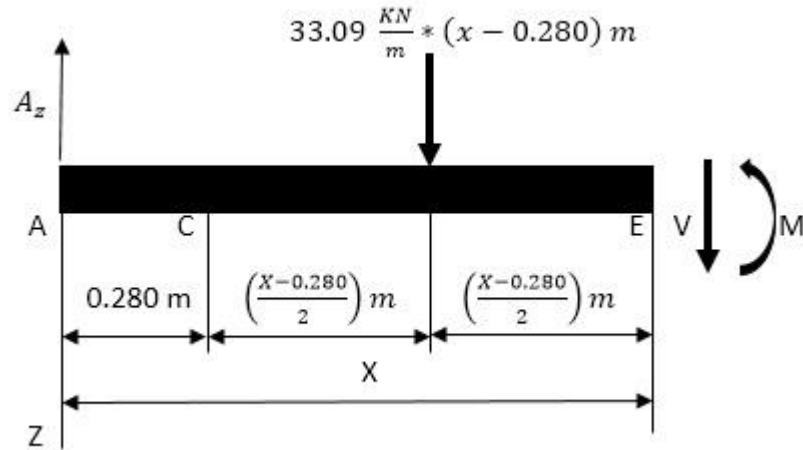
Para: $X = 0$,

$$M_A = 0$$

$X = 0.280 \text{ m}$,

$$M_C = 11.30 \text{ KN.m}$$

Corte Sección CE: $0.280\text{ m} \leq X \leq 1.5\text{ m}$



Fuerza

cortante:

$$\sum F_z = 0$$

$$40.37\text{ KN} - (33.09\text{ KN/m}) * (X - 0.280)\text{ m} - V = 0$$

$$V = 40.37\text{ KN} - (33.09\text{ KN/m}) * (X - 0.280)\text{ m}$$

Para: $X = 0.280\text{ m},$ $V_C = 40.37\text{ KN}$

$X = 1.5\text{ m},$ $V_E = 0\text{ KN}$

Momento flector:

$$\sum M = 0$$

$$-(40.37 * X)\text{ KN.m} + (33.09\text{ KN/m}) * (X - 0.280)\text{ m} * \left(\frac{X - 0.280}{2}\right)\text{ m} + M = 0$$

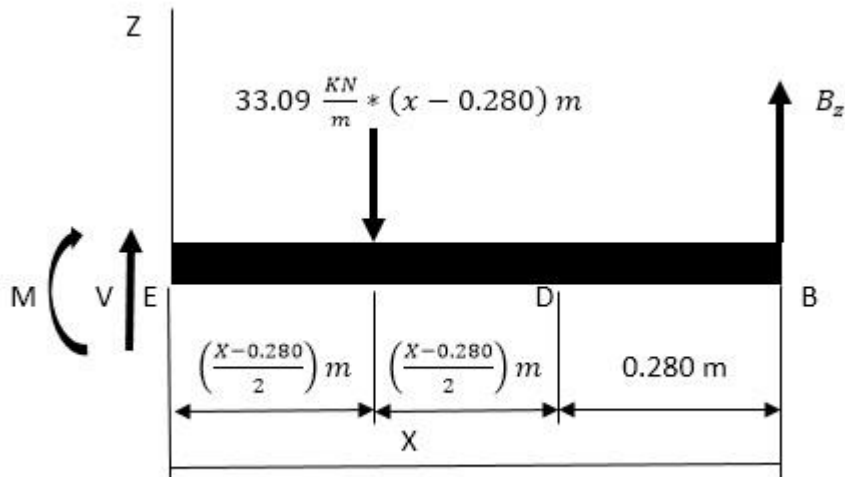
$$-(40.37 * X)\text{ KN.m} + (16.54\text{ KN/m}) * (X - 0.280)^2\text{ m}^2 + M = 0$$

$$M = (40.37 * X)\text{ KN.m} - (16.54) * (X - 0.280)^2\text{ KN.m}$$

Para: $X = 0.280\text{ m},$ $M_C = 11.30\text{ KN.m}$

$X = 1.5\text{ m},$ $M_E = 35.94\text{ KN.m}$

Corte Sección DE: $0.280\text{ m} \leq X \leq 1.5\text{ m}$



Fuerza cortante:

$$\sum F_z = 0$$

$$V - (33.09 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m} + 40.37 \text{ KN} = 0$$

$$V = (33.09 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m} - 40.37 \text{ KN}$$

Para: $X = 0.280 \text{ m}$, $V_D = -40.37 \text{ KN}$

$X = 1.5 \text{ m}$, $V_E = 0 \text{ KN}$

Momento flector:

$$\sum M = 0$$

$$-M - (33.09 \text{ KN/m}) * (X - 0.280) \text{ m} * \left(\frac{X - 0.280}{2}\right) \text{ m} + (40.37 * X) \text{ K.m} = 0$$

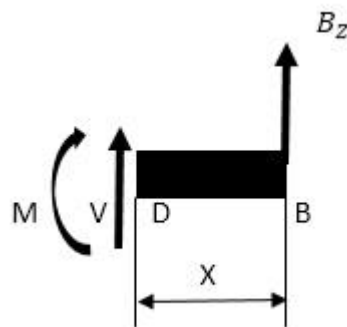
$$-M - (16.54 \text{ KN/m}) * (X - 0.280)^2 \text{ m}^2 + (40.37 * X) \text{ KN.m} = 0$$

$$M = (40.37 * X) \text{ KN.m} - (16.54) * (X - 0.280)^2 \text{ KN.m}$$

Para: $X = 0.280 \text{ m}$, $M_D = 11.30 \text{ KN.m}$

$X = 1.5 \text{ m}$, $M_E = 35.94 \text{ KN}$

Corte Sección BD: $0 \text{ m} \leq X \leq 0.280 \text{ m}$



Fuerza

$$\sum F_z = 0$$

cortante:

$$V + 40.37 \text{ KN} = 0$$

$$V = -40.37 \text{ KN}$$

$$\begin{aligned} \text{Para: } X = 0, & \quad V_B = -40.37 \text{ KN} \\ X = 0.280 \text{ m}, & \quad V_D = -40.37 \text{ KN} \end{aligned}$$

Momento flector:

$$\sum M = 0$$

$$-M + (40.37 * X) \text{ KN.m} = 0$$

$$M = (40.37 * X) \text{ KN.m}$$

$$\begin{aligned} \text{Para: } X = 0, & \quad M_B = 0 \\ X = 0.280 \text{ m}, & \quad M_D = 11.30 \text{ KN.m} \end{aligned}$$

Se observa que el momento flector máximo por fuerza de rozamiento del rodillo inferior es:

$$M_{EFr} = 35.94 \text{ KN.m}$$

Entonces el momento flector total será:

$$\begin{aligned} M_{Ti} &= \sqrt{(M_{EF})^2 + (M_{EFr})^2} \\ M_{Ti} &= \sqrt{(62.99 \text{ KN.m})^2 + (35.94 \text{ KN.m})^2} \\ \mathbf{M_{Ti} = 72.52 \text{ KN.m}} \end{aligned}$$

El cálculo de la torsión es:

$$\begin{aligned} T_i &= F_{Ti} * r_i \\ T_i &= (162.97 \text{ KN}) * (0.1143) \text{ m} \\ \mathbf{T_i = 18.63 \text{ KN.m}} \end{aligned}$$

Análisis de fatiga por Goodman:

$$\begin{aligned} \sigma_{m\acute{a}x} &= \frac{32 * M_{Ti}}{\pi * D^3} \\ \sigma_{m\acute{a}x} &= \frac{(32) * (72.52 \text{ KN.m})}{\pi * (0.2286 \text{ m})^3} \\ \sigma_{m\acute{a}x} &= 61.83 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Esfuerzo por deflexión:

$$\begin{aligned} \sigma_{m\acute{a}x} &= \sigma_a \\ \sigma_m &= 0 \end{aligned}$$

Esfuerzo por torsión:

$$\begin{aligned} \tau_m &= \frac{16 * T_i}{\pi * D^3} \\ \tau_m &= \frac{16 * (18.63 \text{ KN.m})}{\pi * (0.2286 \text{ m})^3} \\ \tau_m &= 7.94 \text{ Mpa} \\ \tau_a &= 0 \end{aligned}$$

Aplicando el criterio de Von Mises para esfuerzos combinados:

$$\begin{aligned} \sigma'_a &= \sqrt{(\sigma_a)^2 + (\sigma_m)^2} \\ \sigma'_a &= \sqrt{(61.83 \text{ MPa})^2 + (0)^2} \\ \sigma'_a &= 61.83 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(\tau_a)^2 + 3(\tau_m)^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(0)^2 + 3(7.94 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma'_m = 13.75 \text{ MPa}$$

Según Goodman:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{FS} = \frac{61.83 \text{ MPa}}{563.08 \text{ MPa}} + \frac{13.75 \text{ MPa}}{1470 \text{ MPa}}$$

$$FS = 8.4 \text{ (Por carga estática)}$$

De acuerdo a los análisis estudiados, se concluye que no hay fallas por fatiga.

Análisis por fatiga del rodillo inferior:

Este cálculo se realizará de manera similar al cálculo que se realizó anteriormente con el rodillo inferior.

Se'	0,5 Sut	$S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)}$
	100 kpsi	$S_{ut} > 200 \text{ kpsi}$
	700 MPa	$S_{ut} > 1400 \text{ MPa}$

Donde:

S_{ut} = Resistencia a la tensión (Mpa) y en la cual se usará un valor $Se' = 700 \text{ Mpa}$

Mediante la ecuación de Joseph Marin, el límite de resistencia a la fatiga es:

$$Se = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * Se'$$

Donde:

K_a : Factor de modificación de la condición superficial

K_b : Factor de modificación del tamaño

K_c : Factor de modificación de la carga

K_d : Factor de modificación de la temperatura

K_e : Factor de confiabilidad

K_f : Factor de modificación de efectos varios

Cálculo del factor de superficie K_a :

En este proyecto, el material a usar para el rodillo es un acero SAE 4340 y para calcular el factor de modificación de la condición superficial, se hará a partir de datos recolectados por Lipson, Noll y Horger.

$$K_a = aS_{ut}^b$$

Debido que en el proceso de rolado, el acabado superficial es maquinado o laminado (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley octava edición, pag. 280, 1024 y 1025)

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor <i>a</i>		Exponente <i>b</i>
	<i>S_u</i> , kpsi	<i>S_u</i> , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en Society for Experimental Stress Analysis, vol. 3, núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horgner (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

$$S_{ut} = 1720 \text{ Mpa}$$

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

Reemplazando los valores, obtendremos:

$$K_a = aS_{ut}^b$$

$$K_a = 4.51 * 1720^{-0.265}$$

$$K_a = 0.6$$

Cálculo del factor de tamaño K_b :

Para calcular del factor de tamaño, una de las siguientes fórmulas:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Asumimos "d" como diámetro de los extremos del rodillo ($d=165 \text{ mm}$); entonces calcularemos K_b mediante:

$$K_b = 1.51d^{-0.157}$$

$$K_b = 1.51 * (165)^{-0.157}$$

$$K_b = 0.68$$

Cálculo del factor de la carga K_c :

Hay valores del factor de carga por flexión, axial y torsión:

K_c	1	Flexion
	0.85	axial
	0.59	Torsion

Por la carga por deflexión, entonces el factor de carga será: $K_c = 1$

Cálculo del factor de temperatura K_d :

Cuando las temperaturas de operación son menores que la temperatura de ambiente (25°C), la fractura frágil es una posibilidad fuerte, en nuestro proyecto las temperaturas de operación son un poco mayor que la temperatura

de ambiente, entonces usaremos un factor de temperatura $K_d = 1$, dicho valor está tabla 6-4 del libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, pag. 283.

Tabla 6-4

Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.*
 $(S_T = \text{resistencia a la tensión a la temperatura de operación; } S_{RT} = \text{resistencia a la tensión a temperatura ambiente; } 0.099 \leq \sigma \leq 0.110)$

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Cálculo del factor de confiabilidad K_e :

En este proyecto usaremos el valor del factor de confiabilidad $K_e = 1$, por dos motivos:

El primero motivo por medio de la figura 6-17 (libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, pag. 275.) muestra una relación entre el límite de resistencia a la fatiga y la resistencia a la tensión $\frac{S'_e}{S_{ut}} = 0.6, 0.5$ y 0.4 ; en este proyecto usaremos un 50% de confiabilidad.

El segundo motivo es por medio de la tabla 6-5 (libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, pag. 285.), con una confiabilidad de 50%, entonces el factor de confiabilidad será $K_e = 1$.

Tabla 6-5

Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_e	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Cálculo del factor de efectos varios K_f :

Para realizar el cálculo del factor de efectos varios, se utilizará la fórmula:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Donde:

q : Sensibilidad a la muesca

K_t : Factor de concentración del esfuerzo

En este proyecto, tenemos el diámetro del rodillo $D = 228.6 \text{ mm}$ y asumimos los valores:

d : diámetro de soportes = 165 mm

Recordando que asumimos los valores “ $d=165 \text{ mm}$ ” y “ $r=10 \text{ mm}$ ” para utilizar las tablas de la figura A-15-9 (libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, pag. 1008.)

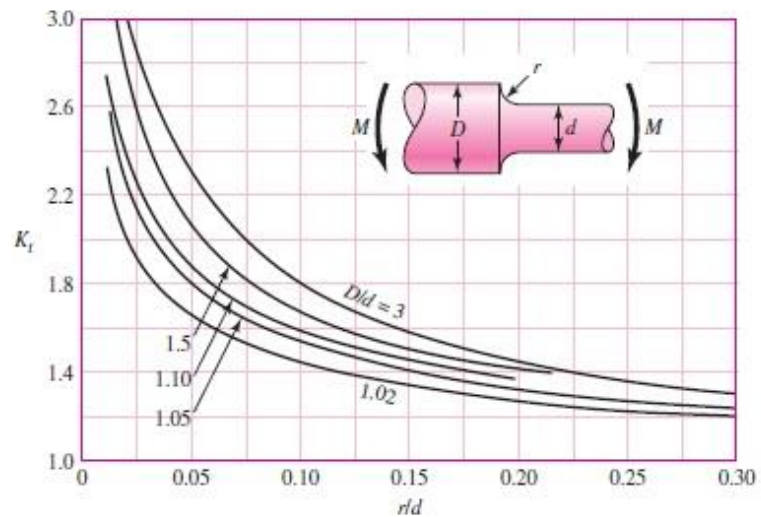
$$\frac{D}{d} = \frac{228.6}{165} = 1.38$$

$$\frac{r}{d} = \frac{10}{165} = 0.06$$

Entonces $K_t = 1.85$

Figura A-15-9

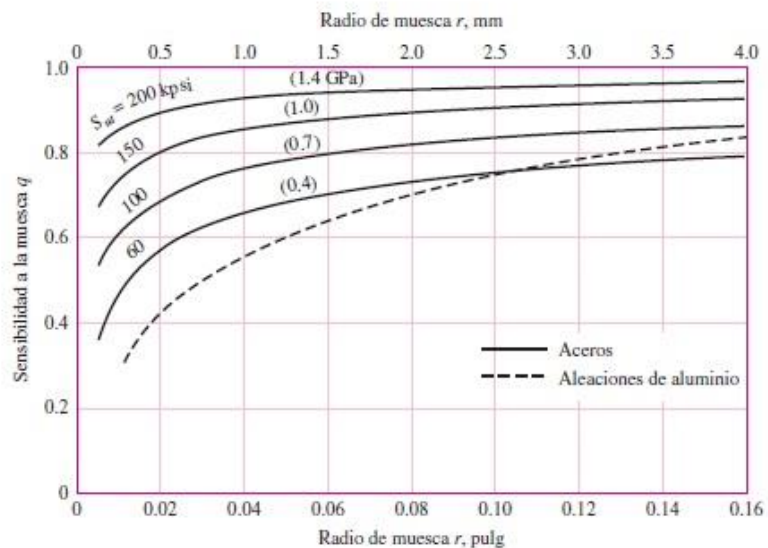
Eje redondo con filete en el hombro en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ y $I = \pi d^4/64$.



Ahora por la figura 6-20 (libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, pag. 287.) obtenemos el valor de sensibilidad a la muesca $q =$

Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = .16$ pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]



0.98

Entonces en la ecuación $K_f = 1 + q(1.85 - 1)$, reemplazamos:

$$K_f = 1 + 0.98(1.85 - 1)$$

$$K_f = 1.83$$

Por lo tanto, al reemplazar en la ecuación:

$Se = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * Se'$, reemplazamos los valores.

$$Se = 0.6 * 0.68 * 1 * 1 * 1 * 1.83 * 700$$

$$Se = 522.65 \text{ Mpa}$$

Análisis de fatiga por Goodman:

Esfuerzo por deflexión:

$$\begin{aligned}\sigma_{m\acute{a}x} &= \frac{32 * M_{EFri}}{\pi * D^3} \\ \sigma_{m\acute{a}x} &= \frac{(32) * (72.52 \text{ KN.m})}{\pi * (0.165 \text{ m})^3} \\ \sigma_{m\acute{a}x} &= 164.44 \text{ MPa} \\ \sigma_a &= K_a * \sigma_{m\acute{a}x} \\ \sigma_a &= (0.6) * (164.44 \text{ MPa}) \\ \sigma_a &= (98.66 \text{ MPa}) \\ \sigma_m &= 0\end{aligned}$$

Esfuerzo por torsión:

$$\begin{aligned}tm_{m\acute{a}x} &= \frac{16 * T_i}{\pi * d^3} \\ tm_{m\acute{a}x} &= \frac{16 * (18.63 \text{ KN.m})}{\pi * (0.165 \text{ m})^3} \\ tm_{m\acute{a}x} &= 21.12 \text{ MPa} \\ tm &= K_a * tm_{m\acute{a}x} \\ tm &= (0.6) * (21.12 \text{ MPa}) \\ tm &= 12.67 \text{ MPa} \\ \tau_a &= 0\end{aligned}$$

Aplicando el criterio de Von Mises para esfuerzos combinados:

$$\begin{aligned}\sigma'_a &= \sqrt{(\sigma_a)^2 + (\sigma_m)^2} \\ \sigma'_a &= \sqrt{(98.66 \text{ MPa})^2 + (0)^2} \\ \sigma'_a &= 98.66 \text{ MPa} \\ \sigma'_m &= \sqrt{(\tau_a)^2 + 3(\tau_m)^2} \\ \sigma'_m &= \sqrt{(0)^2 + 3(12.67 \text{ MPa})^2} \\ \sigma'_m &= 21.94 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Según Goodman:

$$\begin{aligned}\frac{1}{FS} &= \frac{\sigma'_a}{Se} + \frac{\sigma'_m}{Sut} \\ \frac{1}{FS} &= \frac{98.66 \text{ MPa}}{522.65 \text{ MPa}} + \frac{21.94 \text{ MPa}}{1720 \text{ MPa}} \\ FS &= 4.96 \quad (\text{por el eje})\end{aligned}$$

De acuerdo a los análisis estudiados, se concluye que no hay fallas por fatiga.

Cálculo de la potencia de la máquina:

Para realizar el cálculo de la potencia de la máquina, primero se debe tener en cuenta el torque debido por las fuerzas que actúan en los rodillos inferiores y el torque necesario para vencer la inercia en el sistema.

T^F : Torque debido a la fuerza de un rodillo

T^I : Torque debido a la inercia

Cálculo del torque debido a las fuerzas en el rodillo inferior:

$$T^F = F_{ri} * r_i$$

$$T^F = (162.97 \text{ KN}) * (0.1143 \text{ m})$$

$$T^F = 18.63 \text{ KN.m}$$

Cálculo del torque debido a la inercia:

$$T^I = I * \alpha \quad \text{Ec. 15}$$

$$I = I_I + m_{ri} * Lr^2 \quad \text{Ec. 16}$$

$$I_I = \frac{m_{ri} * d^2}{8} \quad \text{Ec. 17}$$

Reemplazando los valores en la Ec. 17:

$$I_I = \frac{(966.57 \text{ kg}) * (0.2286 \text{ m})^2}{8}$$

$$I_I = I_{II} = 6.31 \text{ Kg.m}^2$$

Reemplazando los valores en la Ec. 16:

$$I = 6.31 \text{ Kg.m}^2 + (966.57 \text{ Kg}) * (0.3429 \text{ m})^2$$

$$I = 119.96 \text{ Kg.m}^2$$

Con las experiencias de operadores en máquinas de rolar, se sugiere una **velocidad de 3 m/min** puesto que la velocidad del motor debe ser media lenta.

----- (ANEXO A)

$$n = \frac{v}{\pi * D}$$

$$n = \frac{3 \text{ m/min}}{\pi * (0.2286 \text{ m})}$$

$$n = 4.18 \text{ rpm}$$

$$\omega = \frac{(4.18 * 2 * \pi) \text{ rad/seg}}{60}$$

$$\omega = 0.44 \text{ rad/seg}$$

Asumiendo un tiempo de **t=2 seg.** Para el tiempo necesario en vencer la inercia

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

$$\alpha = \frac{0.44 \text{ rad/seg}}{2 \text{ seg}}$$

$$\alpha = 0.22 \text{ rad/seg}^2$$

Reemplazando los valores en la Ec. 15:

$$T^I = I * \alpha$$

$$T^I = (119.96 \text{ Kg.m}^2) * (0.22 \text{ rad/seg}^2)$$

$$T^I = 26.39 \text{ N.m}$$

El torque resultante es:

$$T_R = T^F + T^I$$

$$T_R = 18.63 \text{ KN.m} + 0.02639 \text{ KN.m}$$

$$T_R = 18.66 \text{ KN.m}$$

Cálculo de la potencia:

$$P = T_R * \omega$$
$$P = (18.66 \text{ KN.m}) * (0.44 \text{ rad/seg})$$
$$P = 8.21 \text{ KW}$$

De acuerdo al catálogo de comer industries planetary drives, utilizaremos una potencia de 10 KW, para seleccionar al reductor planetario (Pag. 94)

$$P = 10 \text{ KW}$$
$$10 \text{ KW} * \frac{1.341 \text{ hp}}{1 \text{ KW}}$$
$$P = 13.4 \text{ hp}$$

El reductor planetario es PG 503 comer industries.

Análisis de la fuerza en el curvado del perfil de schedule 40 de diámetro 4"

En el curvado hay esfuerzo normal por deflexión que se produce por las matrices debido al momento flector, con lo cual se realizará los siguientes análisis.

$$\sigma_f = \frac{M_f * C}{I}$$

Donde:

σ_f : Esfuerzo de fluencia normal por deflexión (Pa)

M_f : Momento flector (N.m)

C: Distancia del eje neutro a la fibra en estudio (m)

I: Momento de inercia (m^4)

Despejamos M_f :

$$M_f = \frac{\sigma_f * I}{C} \quad \text{Ec. 15}$$

En el análisis, el material debe superar la zona elástica hasta pasar a una zona plástica, de tal manera que la fuerza será llamada momento plástico.

$$M_p = \frac{3 * M_f}{2} \quad \text{Ec. 16}$$

Donde:

M_p : Momento plástico (N.m)

Reemplazamos la Ec. 15 en la Ec. 16:

$$M_p = \frac{3 * \sigma_f * I}{2 * C} \quad \text{Ec. 17}$$

Recordando:

$$M_p = \frac{F * L}{4}$$

Reemplazando M_p en la Ec. 17:

$$\frac{F * L}{4} = \frac{3 * \sigma_f * I}{2 * C}$$

$$F = \frac{6 * \sigma_f * I}{C * L} \quad \text{Ec. 18}$$

Se realizará el cálculo con un tubo de diámetro de 4" SCH-40

Datos técnicos del tubo de 4" SCH

40

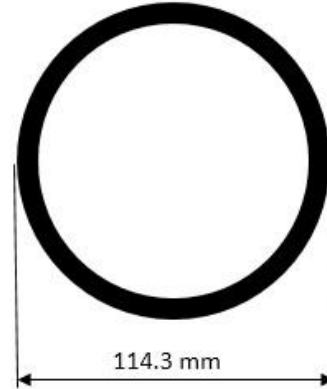
Diámetro exterior del tubo: 114.3 mm

Espesor del tubo: 6.02 mm

Diámetro interior del tubo: 102.26 mm

σ_f : Resistencia de fluencia = 246 MPa

El valor de la resistencia a la fluencia del tubo de 4" SCH 40 se encuentra en el anexo



Cálculo del momento de inercia:

$$I = \frac{\pi * (\phi_e^4 - \phi_i^4)}{64}$$

$$I = \frac{\pi * [(0.1143^4 \text{ m}) - (0.10226^4 \text{ m})]}{64}$$

$$I = 3.01 * 10^{-6} \text{ m}^4$$

Cálculo de la distancia del eje neutro:

$$C = \frac{\phi_e}{2}$$

$$C = \frac{0.1143 \text{ m}}{2}$$

$$C = 0.057 \text{ m}$$

Se sabe que la separación entre los rodillos es: 342.9 mm

Reemplazando los valores en la Ec. 18:

$$F = \frac{6 * \sigma_f * I}{C * L}$$

$$F = \frac{6 * (246 \text{ Mpa}) * (3.01 * 10^{-6} \text{ m}^4)}{(0.057 \text{ m}) * (0.45721 \text{ m})}$$

$F = 170.48 \text{ KN}$ ----(Fuerza de la matriz superior necesaria para poder curvar el perfil)

Fuerza necesaria para accionar el pistón inferior:

Puesto que son fuerzas de apriete para sujetar la lámina, entonces será proporcionar con un pistón hidráulico que accionara sobre el rodillo inferior.

$$F_{Ti} = 4 * F_A * \mu$$

$$F_A = \frac{F_{Ti}}{4 * \mu}$$

$$F_A = \frac{162.97 \text{ KN}}{4 * 0.57}$$

$$F_A = 71.48 \text{ KN}$$

Cálculo del diámetro del vástago:

Las especificaciones técnicas del pistón de dirección son:

Vástago: material Acero SAE 1045

Módulo de elasticidad del material E = 205 GPa

Dicha medida se encuentra en la tabla de la figura A-23 (libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, pag. 1024.)

Con especialistas de sistemas hidráulicos, se asumen una presión de 20 MPa (2900 Psi) como presión de trabajo.

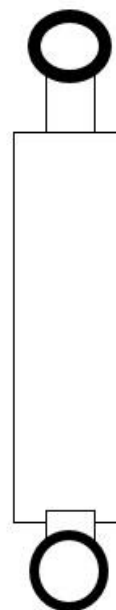


Tabla A-23

Propiedades esfuerzo-deformación media monotónica y cíclica de aceros seleccionados. Fuente: ASM for Metals, Metals Park, Ohio, 1983, p. 217.

Grado (a)	Orientación (a)	Descripción (f)	Dureza HB	Resistencia a la tensión S_u		Reducción en área %	Deformación verdadera a la fractura ϵ_f	Módulo de elasticidad E	
				MPa	ksi			GPa	10 ⁶ psi
A538A (b)	L	STA	405	1 515	220	67	1.10	185	27
A538B (b)	L	STA	460	1 860	270	56	0.82	185	27
A538C (b)	L	STA	480	2 000	290	55	0.81	180	26
AM-350 (d)	L	HR, A		1 315	191	52	0.74	195	28
AM-350 (d)	L	CD	496	1 905	276	20	0.23	180	26
Gainex (c)	LT	Lámina HR		530	77	58	0.86	200	29.2
Gainex (c)	L	Lámina HR		510	74	64	1.02	200	29.2
H-11	L	Ausformado	660	2 585	375	33	0.40	205	30
RQC-100 (d)	LT	Placa HR	290	940	136	43	0.56	205	30
RQC-100 (d)	L	Placa HR	290	930	135	67	1.02	205	30
10862	L	TyR	430	1 640	238	38	0.89	195	28
1005-1009	LT	Lámina HR	90	360	52	73	1.3	205	30
1005-1009	LT	Lámina CD	125	470	68	66	1.09	205	30
1005-1009	L	Lámina CD	125	415	60	64	1.02	200	29
1005-1009	L	Lámina HR	90	345	50	80	1.6	200	29
1015	L	Normalizado	80	415	60	68	1.14	205	30
1020	L	Placa HR	108	440	64	62	0.96	205	29.5
1040	L	Como sale de la forja	225	620	90	60	0.93	200	29
1045	L	TyR	225	725	105	65	1.04	200	29
1045	L	TyR	410	1 450	210	51	0.72	200	29
1045	L	TyR	390	1 345	195	59	0.89	205	30
1045	L	TyR	450	1 585	230	55	0.81	205	30
1045	L	TyR	500	1 825	265	51	0.71	205	30
1045	L	TyR	595	2 240	325	41	0.52	205	30
1144	L	CDSR	265	930	135	33	0.51	195	28.5

$$P = \frac{F_A}{A}$$

$$A = \frac{F_A}{P}$$

$$A = \frac{71.48 \text{ KN}}{20 \text{ MPa}}$$

$$A = 3.574 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

Cálculo del diámetro del vástago:

$$A = \frac{d_v^2 * \pi}{4}$$

$$d_v^2 = \frac{4 * A}{\pi}$$

$$d_v^2 = \frac{4 * (3.574 * 10^{-3} \text{ m}^2)}{\pi}$$

$$d_v = 67.5 \text{ mm} \cong 70 \text{ mm}$$

En selección de catálogos de pistones hidráulicos se selecciona:

Cilindro estándar de simple efecto serie 600 (670/3)-----(ANEXO B)

Cálculo del caudal del cilindro:

Se realizará el cálculo del caudal requerido por el cilindro para que su accionamiento se realice de manera oportuna.

$$Q = V * A$$

Por experiencias de sistemas hidráulicos, se estima una velocidad de 0.020 m/s ya que en un sistema hidráulico no realiza velocidad sino fuerza.

Reemplazando la ecuación:

$$Q = (0.020 \frac{\text{m}}{\text{s}}) * (3.574 * 10^{-3} \text{ m}^2)$$

$$Q = 7.148 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

Convirtiendo el caudal en galones por minuto:

$$Q = (7.148 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}) * \frac{15.85 \text{ GPM}}{1 \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$Q = 1.13 \text{ GPM}$$

Selección de válvulas direccionales:

Se selecciona una válvula de dirección manual de 4 vías y 3 posiciones de vuelta con resorte:

Código:	CC-322201
Modelo:	LS-3030-2
Capacidad:	25 GLM
Presión Máxima:	3000 Psi

Selección de válvula limitadora de presión:

Se selecciona la válvula limitadora de presión:

Modelo estándar:	VP-DBP10 350V S01/V
Presión máxima:	350 bar
Caudal:	110 l/min

Selección de válvula reguladora de caudal:

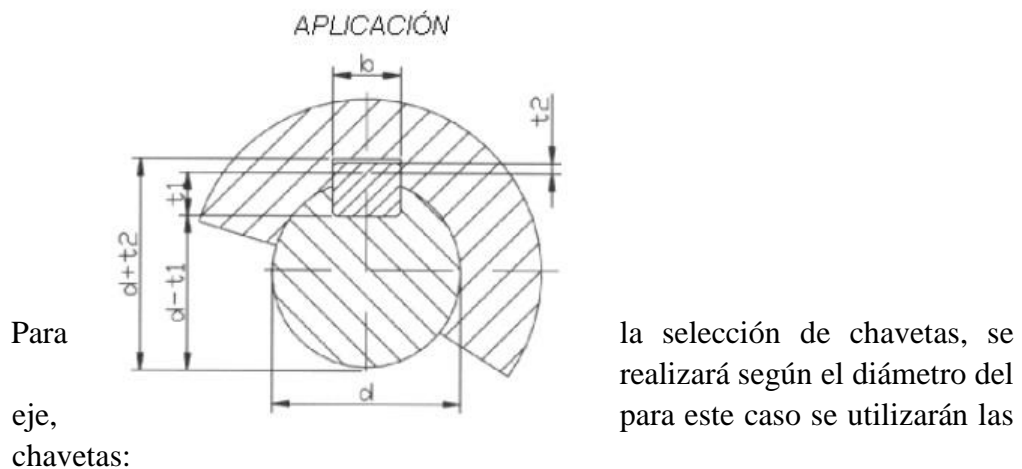
Se selecciona la válvula reguladora de caudal:

Modelo estándar: VP-2SR10 D38SR S01/V

Presión máxima: 300 bar

Caudal: 38 l/min------(ANEXO C)

Selección para chavetas de los ejes y matrices para el rolado de perfiles:



Para el eje inferior de diámetro de 165 mm, se utilizará la chaveta con:

Anchura: 40 mm

Profundidad: 22 mm

Diámetro para prisionero: 30 mm

El material para la chaveta es de acero SAE 1045, cuyas especificaciones técnicas son detalladas por el libro de diseño de ingeniería mecánica de Shigley en su octava edición, tabla A-22 (Pag. 1023).

$$\sigma_y = 1520 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de corte del acero SAE 1045:

Se sabe que el esfuerzo de corte según teoría de falla de Tresca con la aplicación de un factor de seguridad es:

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_y}{2 * K}$$

Donde:

τ_{adm} : Esfuerzo de corte admisible (MPa)

K: Factor de seguridad (3)

Reemplazando los valores:

$$\tau_{adm} = \frac{1520 \text{ MPa}}{2 * (3)}$$
$$\tau_{adm} = 253.33 \text{ MPa}$$

Cálculo de la chaveta del eje inferior – matriz:

Para la selección de chavetas, se realizará según el diámetro del eje inferior de 165 mm, con lo cual se utilizará la chaveta con:

Anchura: 40 mm

Profundidad: 22 mm

Longitud: 125 mm

Diámetro para prisionero: 30 mm

$$F = \frac{2 * T_i}{D}$$

Recordando:

$$T_i = 18.63 \text{ KN.m}$$

$$D = 0.165 \text{ m}$$

Entonces:

$$F = \frac{2 * (18.63 \text{ KN.m})}{(0.165 \text{ m})}$$
$$F = 225.82 \text{ KN}$$

Para calcular el esfuerzo de corte actuante en la chaveta es:

$$\tau = \frac{F}{A}$$
$$\tau = \frac{225.82 \text{ KN}}{(0.04 \text{ m}) * (0.125 \text{ m})}$$
$$\tau = 45.16 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de corte requerido debe ser menor que el esfuerzo de corte admisible, por lo cual:

$$\tau \leq \tau_{adm}$$

$$45.16 \text{ MPa} \leq 253.33 \text{ MPa}$$

Cálculo de la chaveta del eje superior – matriz:

Para la selección de chavetas, se realizará según el diámetro del eje superior es 250 mm, con lo cual se utilizará la chaveta con:

Anchura: 50 mm

Profundidad: 28 mm

Longitud: 125 mm

Diámetro para prisionero: 30 mm

$$F = \frac{2 * T_s}{D}$$

Recordando:

$$T_s = 43.22 \text{ KN.m}$$

$$D = 0.250 \text{ m}$$

Entonces:

$$F = \frac{2 * (43.22 \text{ KN.m})}{(0.250 \text{ m})}$$

$$F = 345.76 \text{ KN}$$

Para calcular el esfuerzo de corte actuante en la chaveta es:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{345.76 \text{ KN}}{(0.05 \text{ m}) * (0.125 \text{ m})}$$

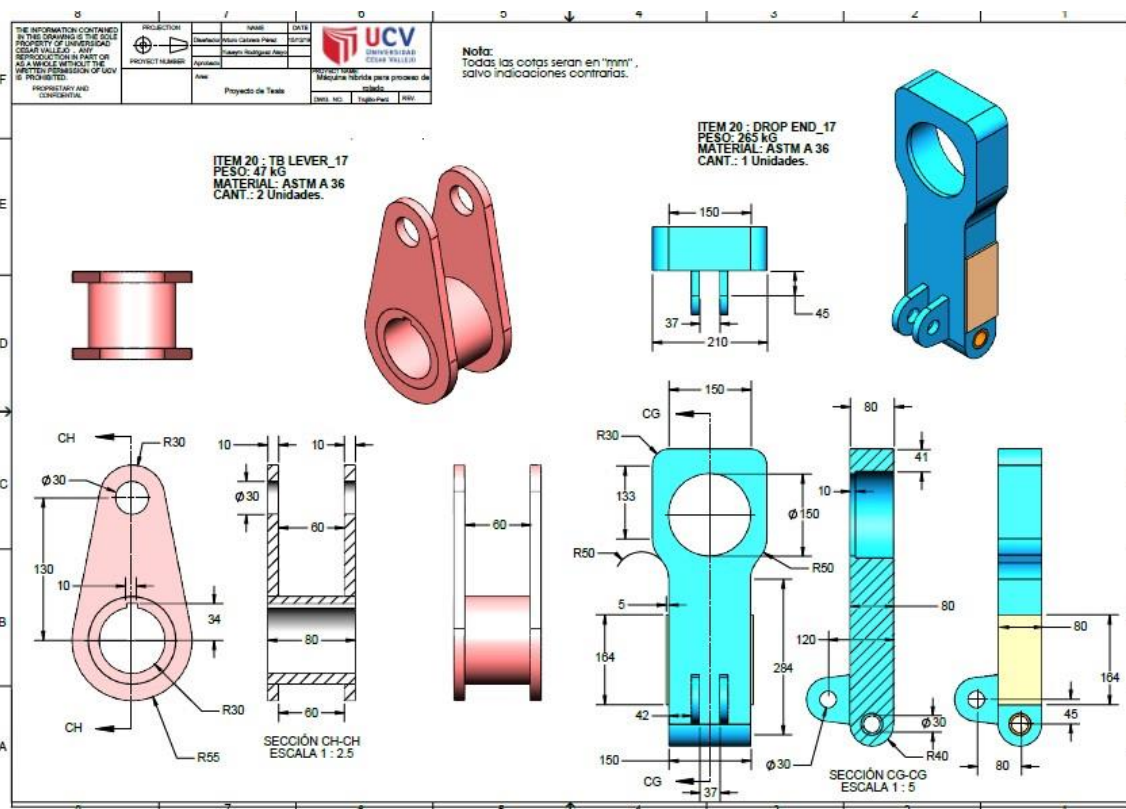
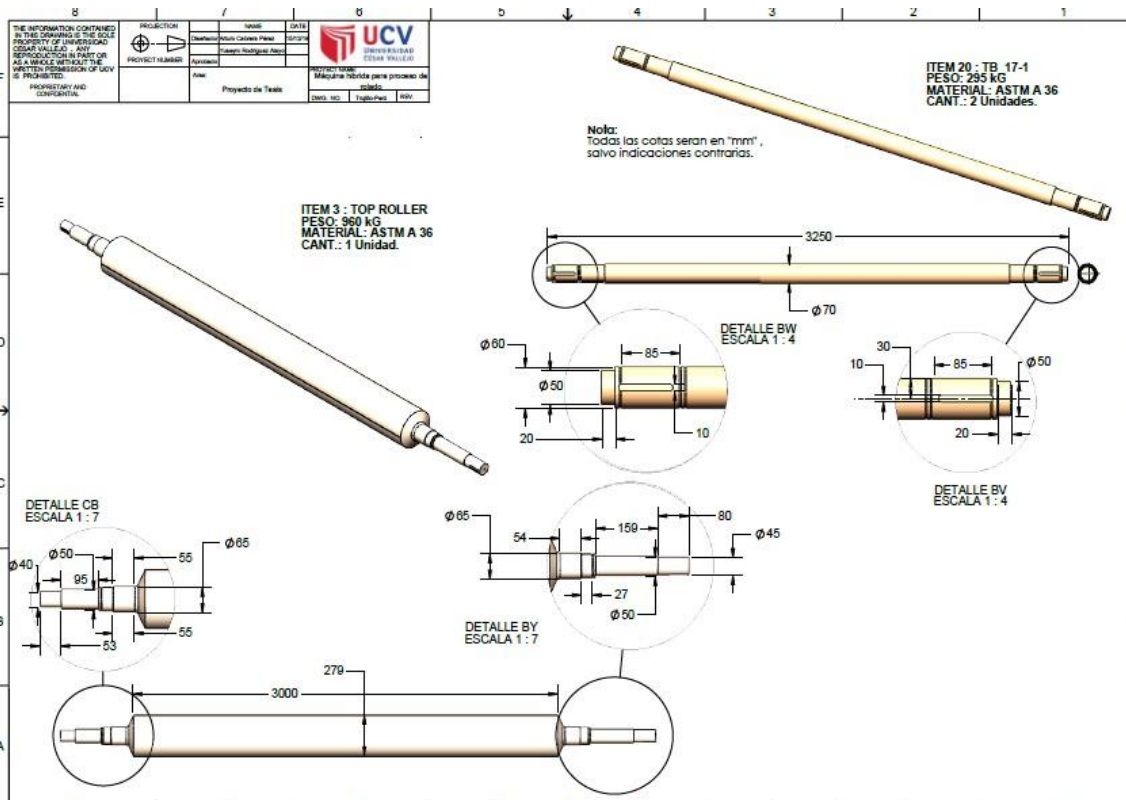
$$\tau = 55.32 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de corte requerido debe ser menor que el esfuerzo de corte admisible, por lo cual:

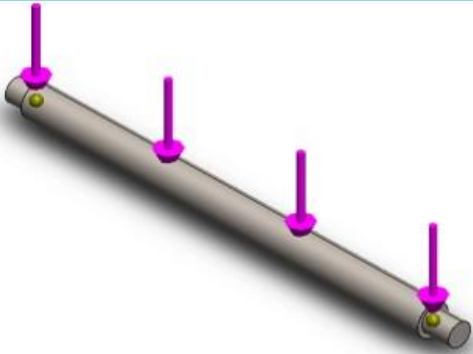
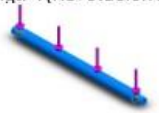
$$\tau \leq \tau_{adm}$$

$$55.32 \text{ MPa} \leq 253.33 \text{ MPa}$$

3.4- Simulación del diseño CAD (SOLIDWORK VERSION ESTUDIANTEL)



SIMULACIONES

 <p>Nombre del modelo: eje5 Configuración actual: Predeterminado</p>			
Sólidos de viga:			
Nombre de documento y referencia	Formulación	Propiedades	Ruta al documento/Fecha de modificación
 Viga-1 (Revolución1)	Viga - Sección transversal uniforme	Estándar de sección- Personalizado Área de sección: 0.0410433m^2 Longitud: 3000mm Volumen: 0.130614m^3 Densidad: 7850kg/m^3 Masa: 1025.32kg Peso: 10048.1N	C:\Users\ING-TITO\Desktop\ej5.SLDPR T Dec 20 08:20:58 2018

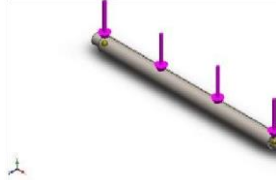
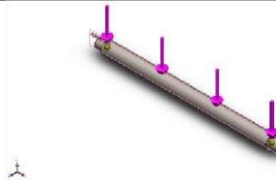
Propiedades de estudio

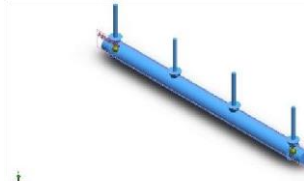
Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla de viga
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\ING-TITO\Desktop)

Unidades


Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m^2

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Jointo-1		Entidades: 1 Joint(s) Tipo: fija Geometría
Geometría de referencia-1		Entidades: 1 Joint(s) Referencia: Alzado Tipo: Utilizar geometría de referencia Traslación: 0, 0, 0 Rotación: ---, ---, --- Unidades: mm, rad

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 plano(s), Referencia: 1 Viga(s) Tipo: Alzado Aplicar Valores: fuerza ---, -66630, --- - N Momentos: ---, ---, --- N.m

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	47
Número total de elementos	45
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:01
Nombre de computadora:	PC
<p>Nombre del modelo: ej5 Nombre de estudio: Análisis estático 11-Predeterminado-1 Tipo de malla:</p> 	

Fuerzas resultantes

R	Conjunto de selecciones		Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	
	1						
	Todo el modelo		N	1.12113e-28	199890	-1.4013e-45	

Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	
Todo el modelo	N.m	8.99392e-36	-7.04152e-42	74715.6	

Fuerzas de reacción

Vigas

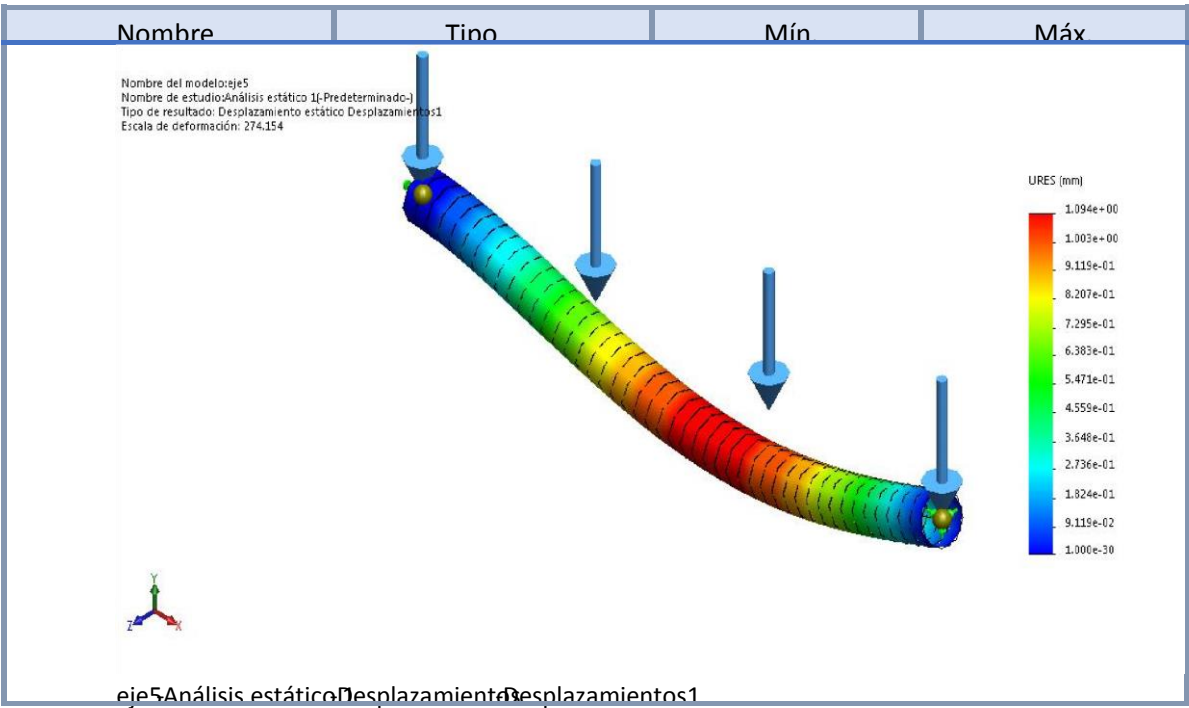
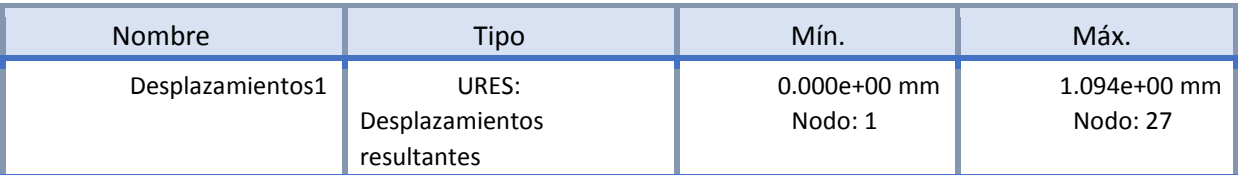
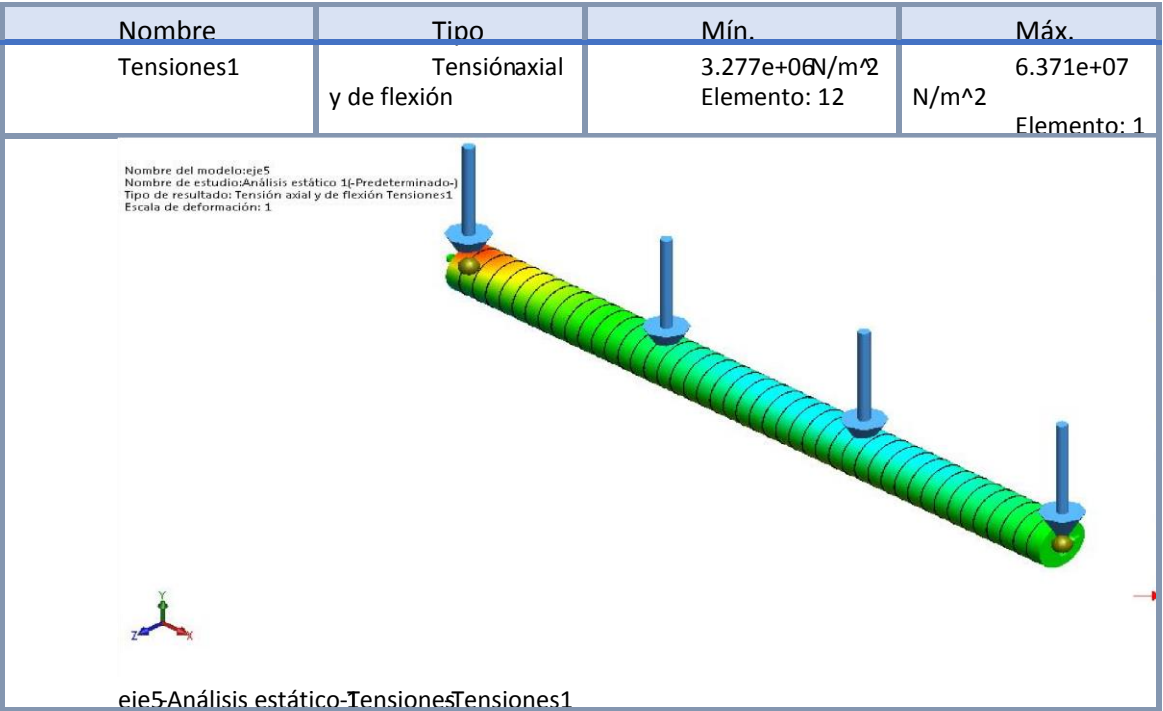
Fuerzas de viga

Nombre de viga	N unt	Axial(N)	C orte1(N)	C orte2(N)	M omento1(N. m)	M omento2(N. m)	T orsión(N. m)
Viga-1	1	1.53671e28	124850	0	0	74715.6	0
1(Revolución1)	7	-4.15585e-29	75039.8	0	0	5.31003e-05	0

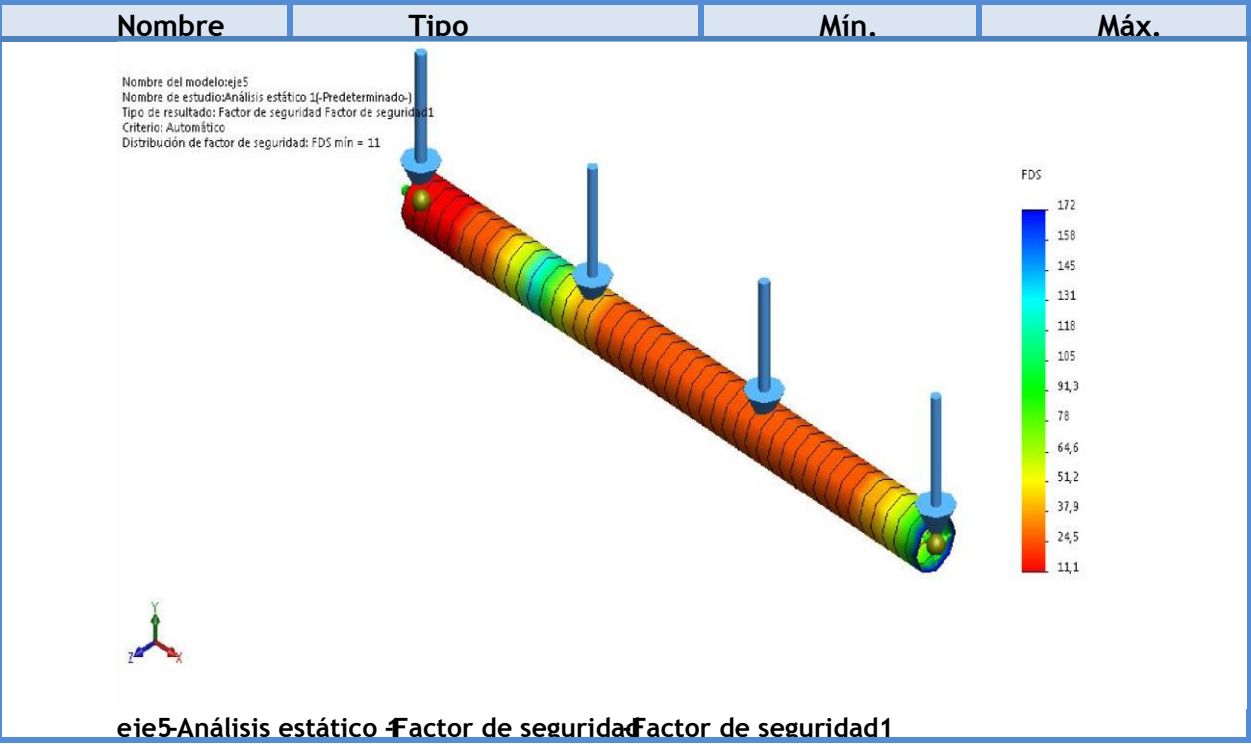
Tensiones de viga

Nombre de viga	N unt	J	Axial(N/m^2)	Dir. de pliegue1(N/m^2)	Dir. de pliegue2(N/m^2)	Torsional(N/m^2)	Tensión axial y de flexión en el límite superior(N/m^2)
Viga1(Revolución1)	1	1	-3.74412e-27	0	6.37064e+07	0	6.37064e+07
	2	2	-1.01255e-27	0	0.045276	0	0.045276

Resultados del estudio



Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Factor de seguridad1	Automático	11,1 Nodo: 1	172 Nodo: 46



3.5- Costo de fabricación de la maquina hibrida

DESCRIPCION	MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (S/. inc IGV)	COSTO TOTAL (S/. inc IGV)
Plancha de acero	Acero aleado A36	Plancha 1.20 x 2.40m	02	420	840
Cilindro hidráulico	Diam. Emb= 90 Diam. Vast.= 70 mm Carrera =300	Unidad	09	4000	36000
Válvula limitador de presión	VP-DBP10 350V S01/V	unidad	02	700	1400
Válvula regulador de caudal	VP-2SR10 D38SR S01/V	Unidad	02	280	560
Filtro	ELFP5 G10K4X	Unidad	01	180	180
tanque	-----	Unidad	01	700	700
Manómetro	G2516L, 0250bar	Unidad	01	60	60
Manguera	SAE 100-R2 de ½”*3 metros c/conector ½” NPT machomacho recto ambos lados c/protector P.V.C	Unidad	01	430	430
Bomba	25 GLM	Unidad	01	660	660
Motor	10 KW- 1800 RPM	Unidad	02	2500	5000
Pernos en general	ESTIMADOR	---	200	200
Reductor planetario	PG 503 comer industries	Unidad	02	6,167.60	12335.2
tornillos	-----	Unidad	---	50	50
COSTO DE DISEÑO					3500
COSTO MANO DE OBRA					2500
COSTO TOTAL DEL PROYECTO					64415.20

ANALISIS DE COSTO/ BENEFICIO

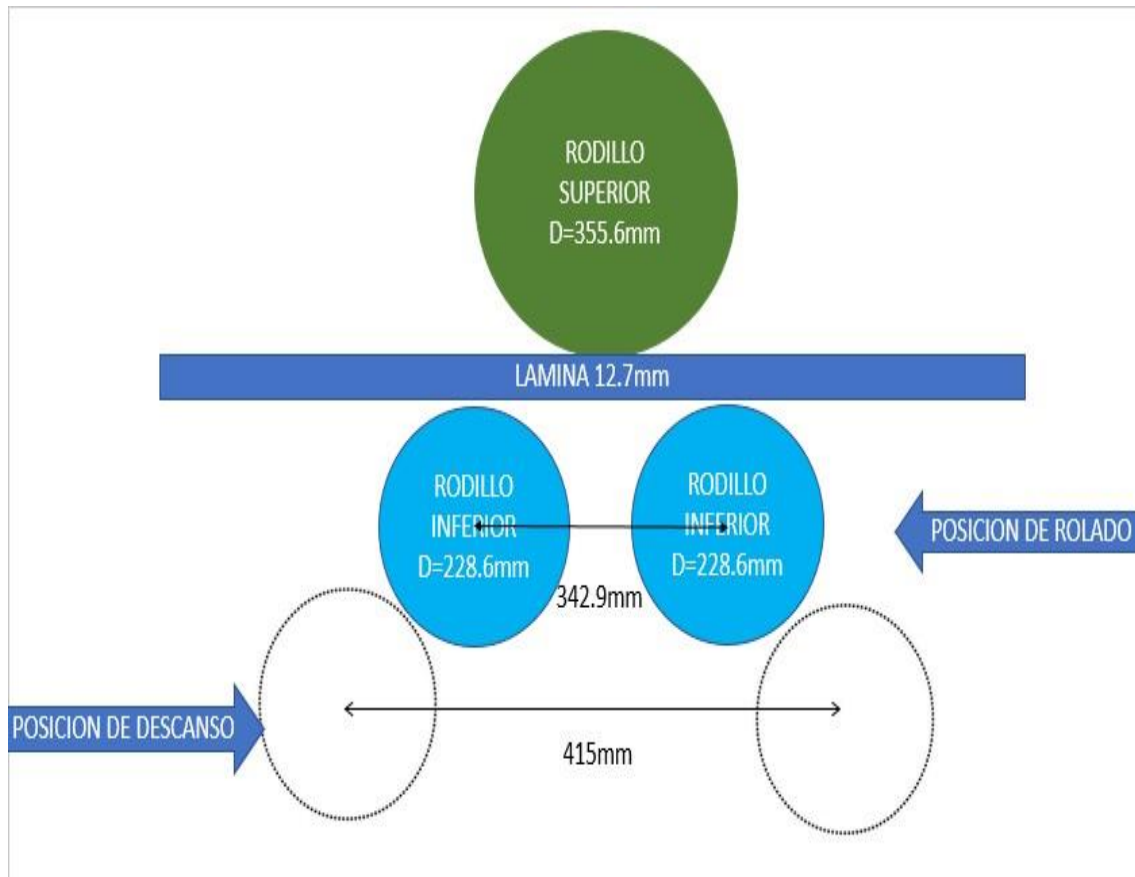
ROLADO		
DESCRIPCION	SIN MAQUINA	CON MAQUINA
TRANSPORTE	S/ 100.00	S/ 0.00
MANO DE OBRA	S/ 200.00	S/ 70.00
TOTAL POR MES (promedio)	S/ 300.00	S/ 70.00
TOTAL POR AÑO(2 veces al mes)	S/ 7,200.00	S/ 1,680.00
VARIACION AL AÑO	S/ 5,520.00	

Con este análisis se puede obtener como resultado que en 12 años se puede recuperar el costo de la máquina.

IV- DISCUSION:

Las dimensiones de la maquina hibrida

A continuación, mostramos los parámetros geométricos de la maquina hibrida bajo condiciones de trabajo, cumpliendo con las especificaciones requeridas por la empresa.



Factor de seguridad para el rodillo inferior

- Con el cálculo de las dimensiones del rodillo inferior para la maquina hibrida ($D = 228.6\text{mm}$ (9pulgadas), $d = 165\text{ mm}$ y $r = 10\text{ mm}$) de acero aleado SAE 4340 se analiza teóricamente el factor de seguridad por fatiga por carga estática ($N = 8.4$) el cual brinda mayor confiabilidad al ser mucho mayor al estipulado anteriormente.
- Se calculo la fuerza del rodillo superior necesaria para rolar la lámina que es de 243.06 KN y se halló también la fuerza necesaria para curvar el perfil más crítico de 4 pulgadas redondo SCH 40 siendo este de 170.43 KN lo que quiere decir que la maquina cumple con la fuerza necesaria para rolar el perfil más crítico que la empresa requiere.

Los estudios de Simulación en SolidWorks (versión estudiantil)

- El diseño se realizó siguiendo los parámetros geométricos calculados anteriormente. Se utilizó mallado. Para el análisis por el método de elementos finitos, se utilizaron los extremos del rodillo como restricciones con chumaceras, se aplicó la carga distribuida por efecto de Rolado de: 66.63 KN/m. Gracias a utilizar este método se logró calcular el factor de seguridad de (8.4 mínimo) los que son mostrados.

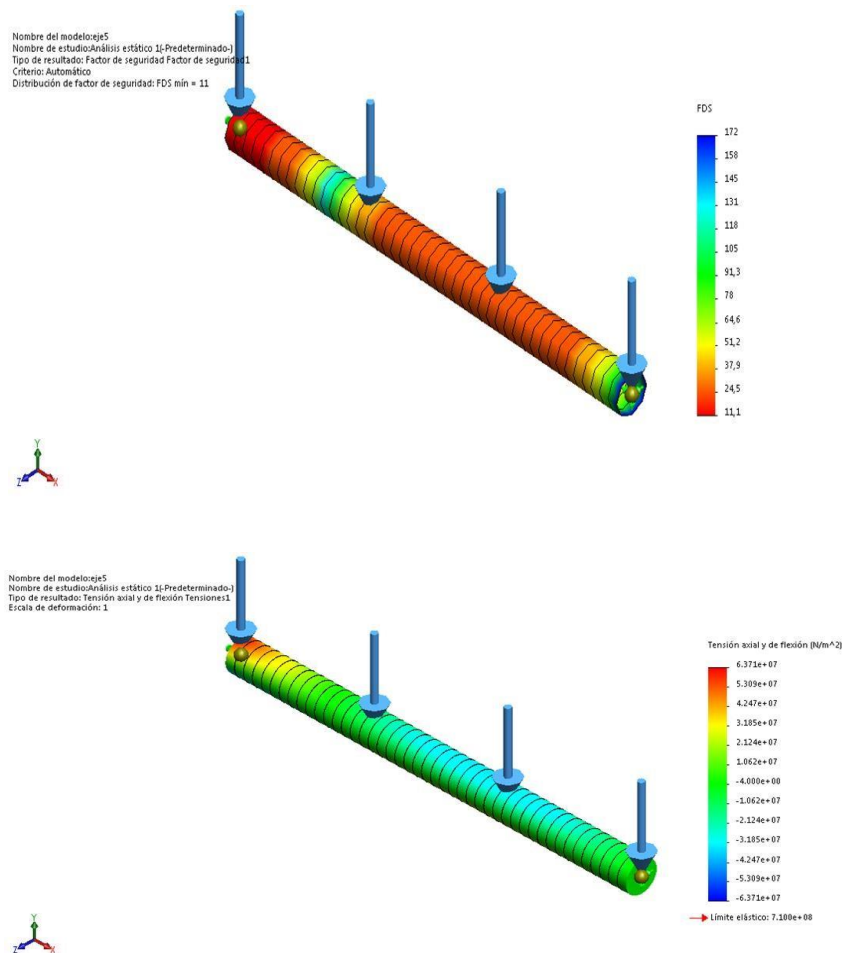


Figura 23: análisis estático en SolidWorks (versión estudiantil)

- Para el Sistema de transmisión de movimiento y regulación de rodillos inferiores de la maquina hibrida se utilizará según cálculos dos reductores planetarios radiales de 10 KW cada uno, pistones hidráulicos de D. embolo =70mm, carrera=300mm y una presión de trabajo del sistema hidráulico de 20MPa

V. CONCLUSIONES

- La máquina hibrida (roladora -curvadora) diseñada cumple con todas las exigencias de la empresa SOLINPA E.I.R.L. Además, presenta mayores ventajas ya que se cumplirá con dos funciones uno de rolado de láminas y otra de curvado de perfiles cada uno en su respectivo tiempo.
- Se logró diseñar y modelar un análisis por elementos finitos mediante el programa SOLIDWORK 2018 VERSION ESTUDIANTIL que permitió validar nuestro calculo teórico. además de brindarnos una opción versátil para acercarnos al diseño que deseamos, obteniendo un factor de seguridad adecuado.
- De los cálculos manuales se obtienen las dimensiones del rodillo superior de diámetro 355.6 mm con un factor de seguridad de 20.5 y los diámetros de los rodillos inferiores son de 228.6 con un factor de seguridad de 8.4 y una distancia entre rodillos de 342.9mm (posición de trabajo) y 415mm (posición de descanso) los cuales brindan los valores iniciales para la simulación.
- El diseño presentado a la empresa permitió un mayor acercamiento a la realidad industrial, el sistema de regulación y transmisión de movimiento diseñado brindo la fuerza de 10KW y velocidad ($v = 3 \text{ m/min}$) necesaria para el correcto funcionamiento de la máquina hibrida(roladora-curvadora).

VI. RECOMENDACIONES

- En este proyecto se recomienda que en estudios posteriores se dé la posibilidad de automatizar la maquina hibrida (roladora-curvadora), también sus indicadores para que la gestión de información sea útil para las operaciones de mantenimiento y producción propias de esta máquina.
- El lugar donde trabajara la maquina hibrida debe estar con el espacio necesario para realizar los procesos de rolado de láminas y curvado de perfiles
- Se recomienda hacer simulaciones dinámicas de la máquina hibrida para evaluar posibles eventos fallidos de los elementos en movimiento.
- Se recomienda hondar más en el tema de plasticidad en el proceso de curvado de perfiles para que así se tenga mayor conocimiento de las características de cada tipo de perfil estructural y así se tenga en conocimiento para el diseño más eficiente de la maquina hibrida (roladora-curvadora)
- Es recomendable que la máquina hibrida (roladora-curvadora) se sujete por pernos y en un lugar específico y la estructura sea soldada, los elementos acoplados en los ejes están sujetos por anillos de presión y chavetas; los rodamientos están cubiertos para evitar el ingreso de partículas en el sistema hidráulico.
- Se recomienda un manual de la maquina hibrida (roladora_curvadora) para guardar las precauciones, para evitar cualquier accidente de trabajo, especialmente al momento de introducir y sacar las láminas y perfiles.

VII. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- Alarico, I. (2014) *“Factibilidad técnica y económica para el diseño de una curvadora de perfiles estructurales en espesores hasta 19mm para la empresa METARQEL S.A.C.”*. (tesis para obtener el grado de ingeniero mecánico de la Universidad Cesar Vallejo de Trujillo).
- Barboza, H. y Silva, S. (2015) *“Diseño de una máquina dobladora controlada por accionamiento electrohidráulico para perfiles estructurales lac y tubos sch 40 de hasta 4 pulgadas de diámetro.”* (tesis para optar por el título profesional de ingeniero en mecánica eléctrica).
- Gamarra, O. (2016) *“Diseño de una máquina roladora hidráulica con cuatro rodillos para planchas de hasta 20 mm de espesor y radio máximo de 250mm para la empresa METAL SUR EIRL”*, 2016
- Iza, (2007) *“Dimensionamiento y construcción de una roladora manual para laboratorio.”* (tesis para optar el grado de ingeniero mecánico de la Escuela Politécnica Nacional de Quito. (Acceso junio de 2018).
- Ochoa, S. (2001) *“Diseño de una máquina para procesos de rolado y doblado de láminas comerciales”* (tesis para obtener el título de ingeniero mecánico).
- Luna. (2015) *Retos para la industria peruana en el siglo XXI*
- <http://www.ferremaq.com> <http://www.dismamex.com.mx/imcar.html>
- <http://www.maquivera.com> www.ebremetal.com
- <http://www.ferrecatalogo.com> <http://www.rothenberger.com>
- http://www.punto-electrico.cl/detalle_producto.php?pro=601

- <http://www.curvadoscdp.com/>

VIII. ANEXOS

- **Entrevistas a expertos en el área de máquinas roladoras**

ANEXO A



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

ENTREVISTA N°01

Nombre del encuestado: Ing. Deyvi Minaya Cruz Registro CIP: 128973

Empresa en la que labora: Servicios Industriales de la Marina

Cargo: Intendente de Mantenimiento Mecánico

Fecha: 28-06-2018

INSTRUCCIONES: Lea detenidamente las siguientes preguntas y responda claramente

1. ¿Bajo qué condiciones se puede diseñar una Máquina Híbrida (roladora _ curvadora)?
 - Cuando se realiza trabajos en forma circular sobre perfiles de ángulos, canales, tipo "tee", barra redonda, tubos, etc
 - Por el gasto económico en la compra de una máquina híbrida
 - Innovación de dicha máquina para la empresa y el tiempo de entrega de los trabajos a realizar.
2. ¿Qué factores son decisivos en la morfología de la Máquina Híbrida (roladora _ curvadora).?
 - Debe ser ergonómica para que el operador no sufra de lumbalgia
 - Que sea factible para realizar el rolado y curvado de perfiles para los trabajos a realizar.
3. ¿Qué medidas o cálculos se deben tener presente para el diseño de la Máquina Híbrida (roladora _ curvadora)?
 - Aplicar los cálculos de resistencia de materiales (esfuerzo cortante, momento de inercia, torsión, deformación, etc)
 - Aplicar los cálculos de elementos de máquinas (factor de seguridad, resistencia y rigidez de materiales, transmisión de potencia, etc)
 - Realizar simulación mediante programas como solidworks, algo, ansys, etc.


Deyvi O. Minaya Cruz
ING. MECÁNICO
R. CIP. 128973



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

ENTREVISTA N° 02

Nombre del encuestado: Deyvi Minaya Cruz Registro CIP: 128973
Empresa en la que labora: Servicios Industriales de la Marina
Cargo: Intendente Mantenimiento Mecánicos
Fecha: 29-10-2018

INSTRUCCIONES: Lea detenidamente las siguientes preguntas y responda claramente

1. ¿Según su experiencia como especialista en el área de diseño de maquina bajo que especificaciones técnicas se puede diseñar una maquina híbrida (roladora_curvadora)?

- Primeramente ver las necesidades del cliente como tamaño que tipo de laminas se va a rolar y los perfiles q' se van a curvar
- También tamaño y peso requeridos de la maquina híbrida
- La velocidad de rolado y Curvado recomendable para este tipo de maquinas es de 4m/min y una relación $Lr=1.5D$ para encontrar la distancia entre rodillos, según medidos en otras roladoras. Según experiencia
- Satisfacer las exigencias de la empresa.
- Tiempo necesario para vencer la inercia $T=2sg.$
- Sugerimos una velocidad = 4m/min puesto q' la velocidad del motor debe ser media lenta.
- Se recomienda separación de rodillos (3") para desmontaje de piezas cilíndricas según experiencias.


Deyvi O. Minaya Cruz
ING. MECÁNICO
R. CIP. 128973

• Cotización de máquinas en el mercado



FACTURA PROFORMA

015300

PRADA NARGESA, S.L.

CR De Garrigas a Sant Miquel, s/n
17476 PALAU DE SANTA EULÀLIA
GIRONA, ESPAÑA
NIF B17823527

Tel: +34 972 568 085
Fax: +34 972 568 320
nargesa@nargesa.com
www.nargesa.com

CABRERA PEREZ, WILLY ARTURO

PERÚ
NIF PE015300
Tel.

Sr. Willy Arturo Cabrera Perez

Fra. Proforma	Fecha	Comercial	Página
5741	28-11-2016	OSCAR MORENO	1

TRANSPORTISTA: AIRFARM
Transporte Pagado

Artículo	Descripción	Cantidad	Precio	Importe €
100-08-08-001	Curvadora MC650 230/400V Trifásica 50/60 Hz	1,00	12.950,000	12.950,00€
<p>MAQUINAS FABRICADAS EN ESPAÑA. GARANTÍA: 36 meses si registra la máquina en la Web www.nargesa.com</p>				

MONEDA:	EURO	TIEMPO DE TRANSITO:	19 días		
PUERTO EMBARQUE:	Barcelona	PLAZO DE ENTREGA:	Inmediato		
PUERTO DESTINO:	Callao	GARANTIA:	12 meses a partir de la entrega.		
INCOTERM:	CIF	TIPO DE TRANSPORTE:	Marítimo Grupaje		
Base		Transporte	Base Imponible	%IVA	Importe IVA
12.950,00		630,00	13.580,00	0,00	
BANCO: BANCO SANTANDER, S.A. Rambla, 21 17600 FIGUERES GIRONA ESPAÑA				Total Euros	13.580,00
FORMA DE PAGO: Transferencia VALIDEZ DE LA OFERTA: 30 días					
SWIFT: BSCHESMMXXX		IBAN: ES6500490033632211732696			

NIF B17823527-VAT E9817823527 REGISTRO MERCANTIL GIRONA: TOMO 2194, LIBRO 8, FOLIO 152, HOJA GI-38848, INSCRIP.1



ACEROS ALEADOS

SAE 4340

Descripción: Acero de medio carbono aleado con Cr-Ni-Mo. Posee buena resistencia a la fatiga, alta templabilidad, excelente tenacidad, regular maquinabilidad y baja soldabilidad. No presenta fragilidad de revenido. Apto para piezas y herramientas de grandes exigencias mecánicas.

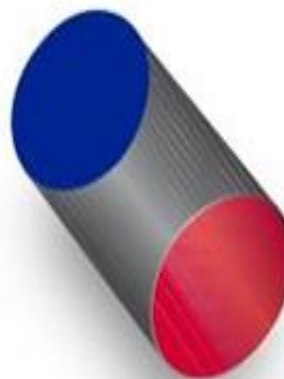
Usos: Piezas y herramientas sometidas a las más grandes exigencias y a los más altos esfuerzos estáticos y dinámicos. Cigüeñales, cardanes, piñones, pernos y tornillos de alta resistencia, engranajes para máquinas, discos de freno, barras de torsión y árboles de transmisión.

SAE 4340

Composición química (%)	
C	0,38 - 0,43
Mn	0,60 - 0,80
Si	0,15 - 0,35
P	0,035 Máx.
S	0,04 Máx.
Cr	0,70 - 0,90
Ni	1,65 - 2,00
Mo	0,20 - 0,30

Tratamiento térmico Valores en °C		
Forjado	850 - 1100	
Normalizado	870 - 900	
Revenido	530 - 670	
Recocido	750 - 850	
Templado	Aceite	840 - 880

Propiedades mecánicas	
	Bonificado
Resistencia a la tracción	95 - 105 kgf/mm ²
Límite de fluencia	60 - 74 kgf/mm ²
Dureza (HB)	280 - 340
Elongación	10 - 18 %



Formas: Redonda
Suministro: Laminado y forjado (Bonificado)

The specialists for Plate Rolls, Angle Rolls, Dished Ends

Visano, 26/11/2018

DICOMETAL SAC

1 de mayo jr cusco mz. P lote 12
NUEVO CHIMBOTE

OFERTA N. 18202

Perú

CILINDRADORA SYNCRO FACCIN 3 RODILLOS CON GUIAS LINEALES MODELO 3HEL 1526

Gracias por la oportunidad de poder presentarles nuestras máquinas. Hemos analizado atentamente su solicitud y seleccionado la solución que mejor se adapta a sus exigencias de producción.

La cilindradora de la serie **3HEL** están proyectadas y producidas con el fin de combinar una elevada precisión, versatilidad y facilidad de uso.



En las siguientes páginas podrán encontrar toda la información necesaria para valorar las características técnicas, la capacidad y la configuración de la máquina.

Mayor descripción comercial/promocional está disponible en nuestros catálogos.

Faccin S.p.A. - Via dell'Industria, 19 – 25010 Visano (BS) Italy – tel. 0039 030 9958735 r.a. fax 0039 030 9958771 Capitale sociale € 522.322 i.v. – REA: 217020 - cod. fisc. 00897820171 - part. iva 00586330987

e-mail: info@faccin.com - web: www.faccin.com

• ANEXO B

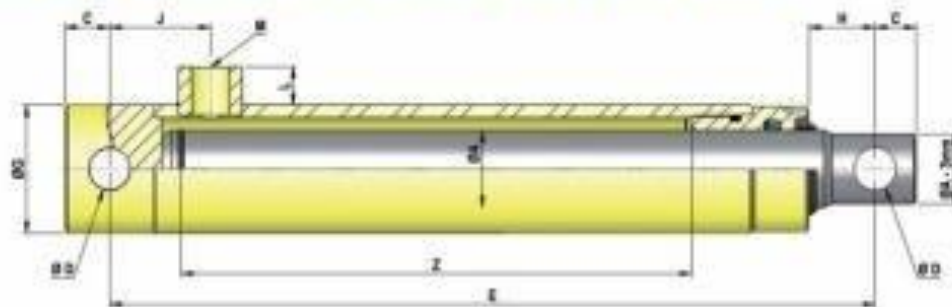
Cilindros estándar de simple efecto [Serie 600]

Single acting standard cylinders [Series 600] / Vérins standard simple effet [Série 600]

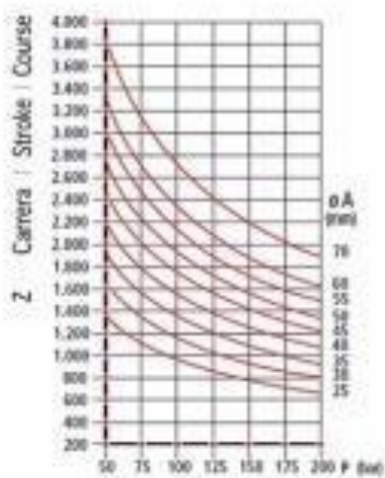
01

Diseño para cilindros ØA de 25 a 40

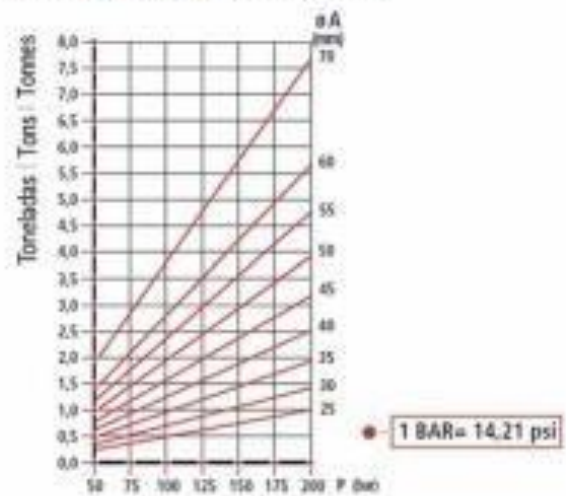
Design for cylinders ØA from 25 to 40 / Conception vérins ØA de 25 à 40



Pandeo / Buckling / Flambage



Fuerza de empuje / Upward thrust / Force de poussée



Cilindros estándar de simple efecto [Serie 600]

Single acting standard cylinders [Series 600] / Vérins standard simple effet [Série 600]

01

REF.	Ø A	Z Carrera Stroke Course	E	C	D	G	H	J	O	P	L	M BSP	Vol. (L)	Juego de juntas Seal kit Archette de joints	Peso (kg) Weight Poids
625/10	25	100	190	14	14,2	40	24	40			9,5	1/4	0,08	J625	1,5
625/20		200	290										0,16		2,3
625/30		300	390										0,24		3
630/2	30	200	300	17	16,2	50	26	42			15	3/8	0,25	J630	3,6
630/3		300	400										0,38		4,7
630/4		400	500										0,5		6
630/5		550	650										0,69		7,6
630/7		700	800										0,88		9,4
635/2	35	200	330	20	20,25	55	32	47			15	3/8	0,32	J635	4,7
635/3		300	430										0,48		6,1
635/4		400	530										0,64		7,5
635/5		550	680										0,87		9,6
635/7		700	830										1,11		11,7
640/2	40	200	330	22	23	60	32	47			15	3/8	0,39	J640	6
640/3		300	430										0,59		7,6
640/4		400	530										0,79		9,3
640/5		550	680										1,08		11,7
640/7		700	830										1,37		14,2
645/2	45	200	330	22	23	60	34	47	70	77	15	3/8	0,39	J645	7
645/3		300	430										0,59		8,9
645/4		400	530										0,79		10,9
645/5		550	680										1,08		13,7
645/7		700	830										1,37		16,7
650/2	50	200	360	25	25,25	65	49	50	75	80	15	3/8	0,48	J650	8,9
650/3		300	460										0,71		11,2
650/4		400	560										0,95		13,5
650/5		550	710										1,31		16,8
650/7		700	860										1,66		20,4
655/3	55	300	460	25	25,25	70	41	50	85	95	15	3/8	0,85	J655	13,6
655/5		550	710										1,56		20,1
655/7		700	860										1,98		24,2
660/2	60	200	360	25	25,25	75	36	50	90	95	15	3/8	0,66	J660	12,6
660/3		300	460										1		15,7
660/4		400	560										1,33		18,7
660/5		550	710										1,83		23,3
660/7		700	860										2,32		28,4
670/3	70	300	495	28	30,5	90	50	58	108	110	17	1/2	1,33	J670	25,1
670/4		400	595										1,77		29,6
670/5		550	745										2,43		36,5
670/7		700	895										3,09		43,4

[8]



La fuerza de un equipo a tu servicio

www.cicrosa.com • info@cicrosa.com • Tel [+34] 979 761 434

Visano, 26/11/2018

DICOMETAL SAC
1 de mayo jr cusco mz. P lote 12
NUEVO CHIMBOTE

OFERTA N. 18202

Perú

CILINDRADORA SYNCRO FACCIN 3 RODILLOS CON GUIAS LINEALES MODELO 3HEL 1526

LA MAQUINA ESTA CONFIGURADA CON LAS SIGUIENTES CARACTERISTICAS:

Tratamiento térmico y pulido de los rodillos

Control del paralelismo de los rodillos laterales electrónico sincronizado
(Tolerancia de posicionamiento de 0,2 mm)

Consola de control con ruedas con Panel táctil Siemens Dispositivo de curvado
cónico control inclinación electrónico Basculante Extra-largo con anclaje a doble
perno

Sistema de guías lineales para desplazamiento de los rodillos

3 Rodillos con motorización independiente para el máximo par de potencia Ejes
prolongados para curvado de perfiles

Sistema de lubricación centralizado con bomba manual

Extra Par disponible y sistema especial de frenado

Barreras de seguridad con paro de emergencia

La máquina está proyectada y producida según los requisitos esenciales de
seguridad indicados en la Directiva Máquina 2006/42/CE

SU INVERSION EN ESTE EQUIPO FACCIN:

**Euro
52.600**

Faccin S.p.A. - Via dell'Industria, 19 – 25010 Visano (BS) Italy – tel. 0039 030 9958735 r.a. fax 0039 030 9958771
Capitale sociale € 522.322 i.v. – REA: 217020 - cod. fisc. 00897820171 - part. iva 00586330987
e-mail: info@faccin.com - web: www.faccin.com 7 /

10

The specialists for Plate Rolls, Angle Rolls, Dished Ends

Certified Quality System
UNI EN ISO 9001

Visano, 26/11/2018

DICOMETAL SAC
1 de mayo jr cusco mz. P lote 12
NUEVO CHIMBOTE

OFERTA N. 18202

Perú

CILINDRADORA SYNCRO FACCIN 3 RODILLOS CON GUIAS LINEALES MODELO 3HEL 1526

LA MAQUINA ESTA CONFIGURADA CON LAS SIGUIENTES CARACTERISTICAS:

Tratamiento térmico y pulido de los rodillos

Control del paralelismo de los rodillos laterales electrónico sincronizado
(Tolerancia de posicionamiento de 0,2 mm)

Consola de control con ruedas con Panel táctil Siemens Dispositivo de curvado
cónico control inclinación electrónico Basculante Extra-largo con anclaje a doble
perno

Sistema de guías lineales para desplazamiento de los rodillos

3 Rodillos con motorización independiente para el máximo par de potencia Ejes
prolongados para curvado de perfiles

Sistema de lubricación centralizado con bomba manual

Extra Par disponible y sistema especial de frenado

Barreras de seguridad con paro de emergencia

La máquina está proyectada y producida según los requisitos esenciales de seguridad indicados en la Directiva Máquina 2006/42/CE

SU INVERSION EN ESTE EQUIPO FACCIN:

**Euro
52.600**

Faccin S.p.A. - Via dell'Industria, 19 – 25010 Visano (BS) Italy – tel. 0039 030 9958735 r.a. fax 0039 030 9958771
Capitale sociale € 522.322 i.v. – REA: 217020 - cod. fisc. 00897820171 - part. iva 00586330987
e-mail: info@faccin.com - web: www.faccin.com 7 /

10

• **PROPIEDADES DEL ACERO SAE 4340**

b) De alto % de carbono, para temple directo.

- 1) Contenido de carbono nominal 0,30-0,37 %: pueden templarse en agua para piezas de secciones moderadas o en aceite para las pequeñas. Ejemplos de aplicación: bielas, palancas, puntas de ejes, ejes de transmisión, tornillos, tuercas.

Baja templabilidad	SAE 1330, 1335, 4037, 4130, 5130, 5132, 5135, y 8630.
Media templabilidad	SAE 4135, 4137, 8637 y 94B30.

- 2) Contenido de carbono nominal 0,40-0,42 %: se utilizan para piezas de medio y gran tamaño que requieren alto grado de resistencia y tenacidad. Ejemplos de aplicación: ejes, paliers, etc., y piezas de camiones y aviones.

Baja templabilidad	SAE 1340, 4047 y 5140.
Media templabilidad	SAE 4140, 4142, 50B40, 8640, 8642 y 8740.
Alta templabilidad	SAE 4340.

Fuente 24: :(ACEROS, s.f.)

• **TUBERIA DE 4 PULGADAS SCHEDULE 40**

FICHA TÉCNICA

DIMENSIONES Y CARACTERÍSTICAS DE LA TUBERÍA PARA CONDUCCIÓN DE AGUA, GAS Y AIRE
NMX 177 (ASTM-A-53), CERTIFICADO CERTIMEX CP-1144-2012, CP-1143-2012

DIÁMETRO	CÉDULA	DIÁMETRO EXTERIOR NOMINAL		ESPESOR NOMINAL		PRESIÓN HIDROSTÁTICA				PESO		EMPAQUE	
		pulg	mm	pulg	mm	lb/in²	kg/cm²	lb/pie	kg/m	kg x 6.40m	lb x 21 pie	kg x atado	tubos x atado
1/2	40	0.840	21.34	0.109	2.77	700	49	0.85	1.27	8.11	17.887	1030.36	127
	80	0.840	21.34	0.147	3.73	850	60	1.09	1.62	10.37	22.869	1317.33	127
3/4	40	1.050	26.67	0.113	2.87	700	49	1.13	1.68	10.78	23.769	1369.19	127
	80	1.050	26.67	0.154	3.91	850	60	1.48	2.20	14.05	30.976	1784.32	127
1	40	1.315	33.40	0.133	3.38	700	49	1.68	2.50	16.01	35.291	1456.64	91
	80	1.315	33.40	0.179	4.55	850	60	2.17	3.24	20.70	45.649	1884.14	91
1 1/4	40	1.660	42.16	0.140	3.56	1200	84	2.27	3.39	21.67	47.771	1971.76	91
	80	1.660	42.16	0.191	4.85	1800	126	3.00	4.46	28.57	62.987	1742.71	61
1 1/2	40	1.900	48.26	0.145	3.68	1200	84	2.72	4.05	25.91	57.127	2357.91	91
	80	1.900	48.26	0.200	5.08	1800	126	3.63	5.41	34.62	76.327	2111.78	61
2	40	2.375	60.33	0.154	3.91	2300	162	3.66	5.44	34.83	76.783	2124.42	61
	80	2.375	60.33	0.218	5.54	2500	176	5.03	7.48	47.88	105.561	1771.53	37
2 1/2	40	2.875	73.03	0.203	5.16	1950	137	5.80	8.63	55.23	121.767	2043.50	37
	NX	2.875	73.03	0.156	3.96	2500	176	4.53	6.75	43.19	95.221	1598.00	37
3	40	3.500	88.90	0.216	5.49	2200	155	7.58	11.29	72.23	159.241	1372.31	19
	NX	3.500	88.90	0.170	4.32	1930	136	6.05	9.01	57.64	127.084	1095.18	19
4	40	4.500	114.30	0.237	6.02	1900	134	10.80	16.07	102.87	226.809	1954.60	19
	NX	4.500	114.30	0.188	4.78	1500	105	8.67	12.90	82.54	181.984	1568.31	19
6	40	6.625	168.28	0.280	7.11	1500	105	18.99	28.27	180.90	398.829	1808.96	10
		6.625	168.28	0.219	5.56	1190	84	15.00	22.32	142.85	314.940	1428.47	10
Nota: Tolerancias en diámetro exterior y espesor basadas en norma correspondiente.													

Fuente 25:(CONDUCCION, s.f.)

• Esfuerzo de fluencia

Tabla A-22

Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales* Fuente: J. Datsko, "Solid Materials", capítulo 32, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mott, y Charles E. Brown, Jr. (editores en jefe), *Standard Handbook of Machine Design*, 3a. ed., McGrawHill, Nueva York, 2004, pp. 32.49-32.52.

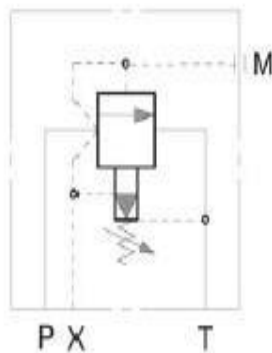
Número	Material	Condición	Fluencia S_y MPa (kpsi)	Resistencia (a la tensión)			
				Última S_u MPa (kpsi)	A la fractura, σ_f MPa (kpsi)	Coficiente σ_u MPa (kpsi)	Resistencia a la deformación exponente
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 (90.0)	0.25
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) [†]	992 (144)	0.14
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) [†]	758 (110)	0.24
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273) [†]	0.041
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255) [†]	0.048
303	Acero Inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221) [†]	1 410 (205)	0.51
304	Acero Inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233) [†]	1 270 (185)	0.45
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) [†]	620 (90)	0.28
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) [†]	689 (100)	0.15
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) [†]	882 (128)	0.13

Los valores se tomaron de uno o dos calados y se considera que pueden obtenerse usando especificaciones de compra. La deformación por fractura puede variar hasta en 100%.
Valor derivado.



Válvula limitadora de presión con mando previo montaje sobre placa **VP-DBP10**

SÍMBOLO



hasta 350 bar
hasta 400 l/min

GENERALIDADES

- Base de conexiones según ISO 6264-08, tamaño nominal 10
- válvula limitadora de presión con mando previo
- baja pérdida de caudal gracias a unos canales lo más grandes posibles
- posibilidad de control remoto a través de la conexión X

VALORES CARACTERÍSTICOS

Presión de servicio:	máx. 350 bar
Caudal:	máx. 400 l/min
Líquido comprimido:	aceite hidráulico según DIN 51524 parte 1 y 2
Rango de temperatura del fluido:	de -20°C a máx. +80°C
Temperatura ambiente:	de -20°C a máx. +50°C
Margen de viscosidad:	recomendado 10 – 400 mm²/s
Filtración:	grado de suciedad máx. permitida del líquido de servicio según ISO 4406 clase 20/18/15



RODAVIGO, S.A.
RODAMIENTOS VIGO, S.A.

www.rodavigo.net

+34 986 288118
Servicio de Att. al Cliente

Modelos estándar /	Nº pieza
VP-DBP10 070V S01/V	3541089
VP-DBP10 210V S01/V	3541090
VP-DBP10 350V S01/V	3541091
Otros modelos a petición	

CÓDIGO DE MODELO

VP-DBP10 070 V S01 /V

Denominación y tamaño nominal

Válvula limitadora de presión, con mando previo NG 10

Rangos de presión

070 = hasta 70 bar

210 = hasta 210 bar

350 = hasta 350 bar

Tipo de ajuste

V = ajustable con herramienta

Modelo

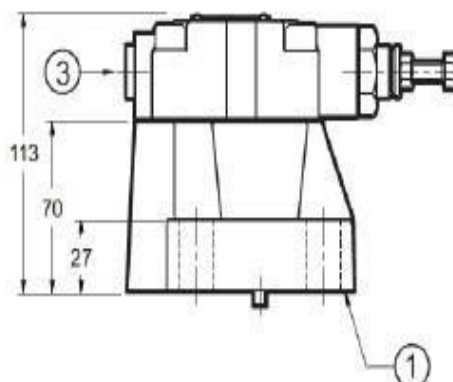
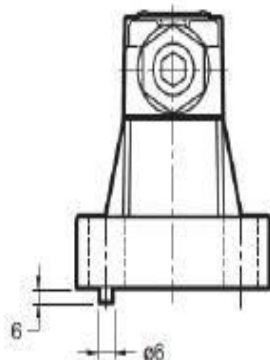
S01 = estándar

Material de hermetización

V = FPM (estándar)

N = NBR

DIMENSIONES



ANEXO C



Válvula reguladora de caudal con regulador de presión integrado



RODAVIGO, S.A.
RODAMIENTOS VIGO, S.A.

www.rodavigo.net

+34 986 288118
Servicio de Att. al Cliente

Modelos estándar /	Nº pieza
VP-2SR10 D22SR S01/V	3541177
VP-2SR10 D38SR S01/V	3541179
VP-2SR10 D70SR S01/V	3541182
Si Otros modelos a petición	

CÓDIGO DE MODELO VP-2SR10 D22 SR S01 /V

Denominación y tamaño nominal
Válvula reguladora de caudal de 2 vías, tamaño nominal 10

Curva característica
SP = decreciente

Código del caudal
22 = 22 l/min
38 = 38 l/min
70 = 70 l/min

Botón giratorio con escala

Válvula de retención
R (presión de apertura 0,5 bar)

Modelo
S01 = estándar

Material de hermetización
V = FPM (estándar)
N = NBR

A

ha

ha

Fl

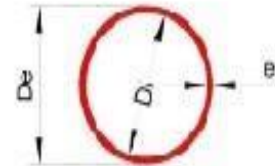
—

• DATOS TECNICOS DEL PERFIL SCHEDULE 40 (TUBERIAS)



CAÑERÍAS DE ACERO NORMA ASTM A 53 Grado A y B Schedule 40 (con costura)

CALIDAD: ASTM A 53 Grade A y B Schedule 40
LARGOS: b [m]
RECUBRIMIENTOS: NEGRO Y GALVANIZADO



Denominación	Diámetro Exterior	Espesor	Área	Perímetro Exterior	Módulo Resistente	Momento de Inercia	Radio de Giro	Prueba de Pueba	
								Grado A	Grado B
Ø D x P	D	c	A	P _r	W	I	i		
[plg] x [kgf/m]	[mm]	[mm]	[mm] ²	[mm]	[mm ³]	[mm ⁴]	[mm]	[MPa]	[MPa]
Ø 1/2 x 1,266	21,3	2,77	161	65,9	664	7.076	6,62	4,9	4,9
Ø 3/4 x 1,687	26,7	2,87	215	83,9	1.159	15.473	8,49	4,9	4,9
Ø 1 x 2,502	33,4	3,38	319	104,9	2.178	36.365	10,68	4,9	4,9
Ø 1 1/4 x 3,392	42,2	3,56	432	132,6	3.855	81.338	13,72	8,4	9,1
Ø 1 1/2 x 4,049	48,3	3,68	516	151,7	5.352	129.253	15,83	8,4	9,1
Ø 2 x 5,437	60,3	3,91	693	189,4	9.176	276.647	19,98	16,2	17,6
Ø 2 1/2 x 6,633	73,0	5,16	1100	229,3	17.433	636.315	24,05	17,6	17,6
Ø 3 x 11,293	88,9	5,49	1439	279,3	28.268	1.256.504	29,55	15,6	17,6
Ø 4 x 16,075	114,3	6,02	2048	359,1	52.678	3.010.519	38,34	13,4	15,5
Ø 6 x 28,264	168,3	7,11	3600	528,7	139.230	11.716.231	57,04	10,7	12,5

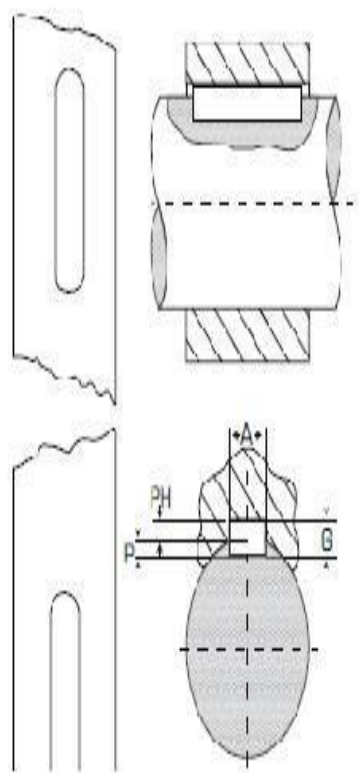
CALIDAD	Tensión mínima de Fluencia, Fy	Tensión mínima de Rotura, Fu	Fy/Fu	Alargamiento
	[MPa]	[MPa]	≤ 0,85	[%]
ASTM A53 -Gr A	211	337	0,63	35
ASTM A53 -Gr B	246	422	0,58	30

- selección de chaveteros



www.intermec.com.co

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS
ESTÁNDAR MILIMÉTRICOS



Diámetro del eje (mm)	Anchura y profundidad del cuñero en el eje (mm)	Dimensiones de la cuña (mm)	Diámetro del prisionero (mm)
6 a 8	2 x 1	2 x 2	3
8 a 10	3 x 1.6	3 x 3	3
10 a 12	4 x 2.2	4 x 4	4
12 a 17	5 x 2.7	5 x 5	5
17 a 22	6 x 3.2	6 x 6	6
22 a 30	8 x 3.7	8 x 7	8
30 a 38	10 x 4.7	10 x 10	10
38 a 44	12 x 4.7	12 x 10	10
44 a 50	14 x 5.2	14 x 14	14
50 a 58	16 x 5.7	16 x 16	14
58 a 65	18 x 6.5	18 x 18	18
65 a 75	20 x 7.1	20 x 20	18
75 a 85	22 x 8.6	22 x 22	22
85 a 95	25 x 8.6	25 x 25	22
95 a 110	28 x 8.6	28 x 28	22
110 a 130	32 x 10.6	32 x 32	30
130 a 150	36 x 11.6	36 x 36	30
150 a 170	40 x 12.0	40 x 40	30
170 a 200	45 x 14.6	45 x 45	30
200 a 230	50 x 16.6	50 x 50	30

BARRAS DE ACERO INOXIDABLE

Pesos por metro (Kgs)

N°	Medida		Redonda	Hexagonal	Cuadrada
	pulg	mm			
	3/32	2,38	0,034		
02	1/8	3,17	0,062		
	5/32	3,97	0,097		
03	3/16	4,76	0,149		
	7/32	5,55	0,189		
04	1/4	6,35	0,250	0,270	0,320
	9/32	7,14	0,314	0,348	0,400
05	5/16	7,93	0,390	0,430	0,490
06	3/8	9,53	0,560	0,620	0,710
07	7/16	11,11	0,760	0,840	0,970
08	1/2	12,7	0,990	1,100	1,220
09	9/16	14,28	1,260	1,390	1,600
10	5/8	15,87	1,550	1,710	1,900
11	11/16	17,46	1,880	2,070	2,390
12	3/4	19,05	2,240	2,460	2,850
13	13/16	20,63	2,620	2,890	3,340
14	7/8	22,22	3,040	3,350	3,870
15	15/16	23,81	3,490	3,850	4,440
16	1	25,4	3,970	4,380	5,060
17	1-1/16	26,97	4,490	4,950	5,710
18	1-1/8	28,58	5,030	5,550	6,400
19	1-3/16	30,16	5,600	6,180	7,140
20	1-1/4	31,75	6,210	6,850	7,910
21	1-5/16	33,34	6,850	7,550	8,720
22	1-3/8	34,92	7,510	8,290	9,570
23	1-7/16	36,51	8,210	9,060	10,460
24	1-1/2	38,1	8,940	9,860	11,390
25	1-9/16	39,69	9,700	10,700	12,350
26	1-5/8	41,27	10,490	11,570	13,360
27	1-3/4	42,85	12,700	13,420	15,500
28	1-7/8	44,44	13,970	15,410	17,790
32	2	50,8	15,890	17,530	20,240
33	2-1/16	52,39	16,910	18,640	21,520
34	2-1/8	53,97	17,950	19,790	22,850
35	2-3/16	55,56	19,020	20,970	24,210
36	2-1/4	57,15	20,120	22,190	25,620
37	2-5/16	58,73	21,250	23,440	27,160
38	2-3/8	60,33	22,420	24,720	28,540
39	2-7/16	61,91	23,610	26,030	30,600
40	2-1/2	63,5	24,840	27,380	31,620
42	2-5/8	66,68	27,380	30,190	34,870
44	2-3/4	69,85	30,050	33,140	38,260
46	2-7/8	73,03	32,050	36,220	41,820

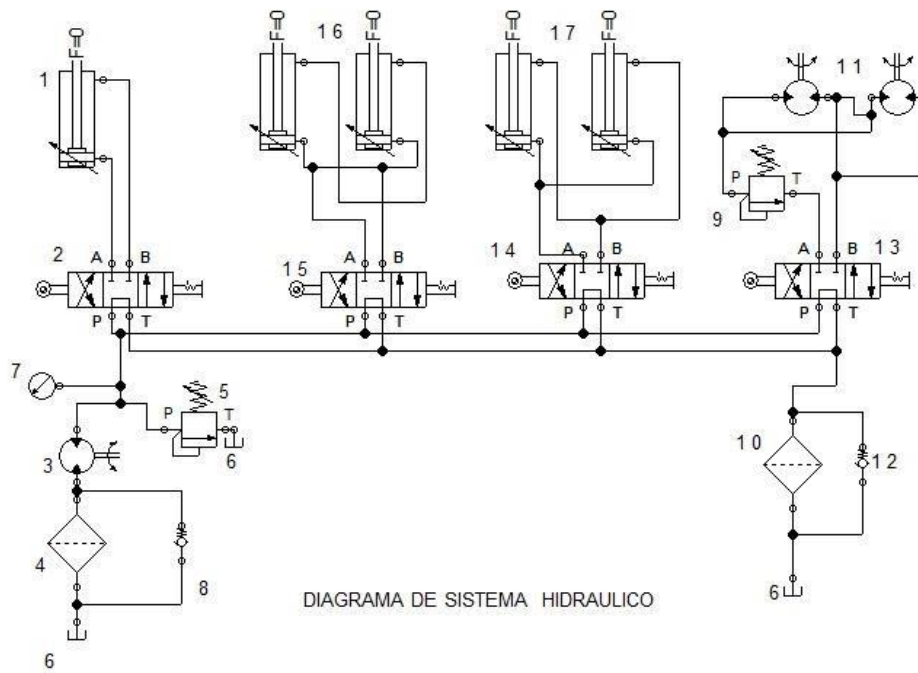
N°	Medida		Redonda	Hexagonal	Cuadrada
	pulg	mm			
48	3	76,2	35,770	39,430	45,540
50	3-1/8	79,3	38,810	42,790	49,410
52	3-1/4	82,55	41,880	46,340	53,440
54	3-3/8	85,73	45,270	49,980	57,630
56	3-1/2	88,9	48,680	53,740	61,980
58	3-5/8	92,08	52,220	57,660	66,490
60	3-3/4	95,25	55,880	61,690	71,150
62	3-7/8	98,43	60,670	65,880	75,960
64	4	101,6	63,580	70,260	80,970
66	4-1/8	104,78	67,620		86,100
68	4-1/4	107,95	71,780		91,390
70	4-3/8	111,13	76,060		96,850
72	4-1/2	114,3	80,470		102,400
74	4-5/8	117,48	85,010		108,200
76	4-3/4	120,65	89,660		114,200
78	4-7/8	123,83	94,440		120,300
80	5	127	99,800		126,500
84	5-1/4	133,36	109,500		
88	5-1/2	139,71	120,200		
92	5-3/4	146,06	131,400		
96	6	152,4	143,100		
100	6-1/4	158,78	155,200		
104	6-1/2	165,11	167,900		
108	6-3/4	171,46	181,100		
112	7	177,81	194,700		
116	7-1/4	184,16	209,700		
120	7-1/2	190,51	223,800		
124	7-3/4	196,85	238,900		
128	8	203,2	254,600		
132	8-1/2	209,55	270,700		
136	8-1/2	215,9	287,400		
140	8-3/4	222,25	304,600		
144	9	228,6	322,100		
148	9-1/4	234,95	340,300		
152	9-1/2	241,3	359,000		
156	9-3/4	247,65	378,100		
160	10	254	397,800		
168	10-1/2	266,7	438,500		
176	11	279,4	481,200		
184	11-1/2	292,7	526,000		
192	12	304,8	572,700		
210	13	330,2	672,600		
224	14	355,6	779,700		

Tabla 11

• Selección de reductor planetario

	i	Mc [kNm]				n _{1max} [min ⁻¹]	Pt [kW]	Kg				
		n ₂ x h	n ₂ x h	n ₂ x h	n ₂ x h			M	P	CPC	F	FS
		10.000	20.000	50.000	100.000							
PG 501	3.77	5.77	5.11	4.35	3.85	2800	20	33	42	46	25	35
	4.12	5.26	4.66	3.97	3.51							
	5.16	4.30	3.81	3.24	2.87							
	6.00	3.77	3.34	2.84	2.52							
	7.25	2.95	2.61	2.22	1.97							
PG 502	13.4	5.77	5.11	4.35	3.85	2800	15	41	50	54	32	43
	16.1	5.77	5.11	4.35	3.85							
	18.3	4.30	3.81	3.24	2.87							
	23.1	5.26	4.66	3.97	3.51							
	28.9	4.30	3.81	3.24	2.87							
	34.8	4.30	3.81	3.24	2.87							
	40.5	3.77	3.34	2.84	2.52							
	48.9	2.95	2.61	2.22	1.97							
PG 503	52.1	5.26	4.66	3.97	3.51	2800	10	47	56	60	38	49
	57.5	5.77	5.11	4.35	3.85							
	62.8	5.26	4.66	3.97	3.51							
	75.2	5.77	5.11	4.35	3.85							
	82.1	5.26	4.66	3.97	3.51							
	90.6	5.77	5.11	4.35	3.85							
	98.9	5.26	4.66	3.97	3.51							
	119.3	5.26	4.66	3.97	3.51							
	129.3	5.26	4.66	3.97	3.51							
	149.4	4.30	3.81	3.24	2.87							

• **SISTEMA HIDRAULICO**



LEYENDA

Marca	Denominación del componente
16	Cilindro de doble efecto con amortiguadores de final de recorrido
2	Válvula de 4/n vías
15	Válvula de 4/n vías
14	Válvula de 4/n vías
13	Válvula de 4/n vías
1	Cilindro de doble efecto con amortiguadores de final de recorrido
16	Cilindro de doble efecto con amortiguadores de final de recorrido
17	Cilindro de doble efecto con amortiguadores de final de recorrido
17	Cilindro de doble efecto con amortiguadores de final de recorrido
6	Tanque
4	Filtro
7	Aparato de medición de presión
3	Hidromotor
8	Válvula antirretorno
5	Válvula limitadora de presión
6	Tanque
10	Filtro
12	Válvula antirretorno
6	Tanque
9	Válvula limitadora de presión
11	Hidromotor
11	Hidromotor

CARTA DE PRESENTACIÓN

Señor: Ing. **ALEX TEJEDA PONCE**

Presente

Asunto: VALIDACIÓN DE INSTRUMENTOS A TRAVÉS DE JUICIO DE EXPERTO.

Nos es muy grato comunicarnos con usted para expresarle nuestro saludo y así mismo, hacer de su conocimiento que siendo estudiantes del programa SUBE de la carrera profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad César Vallejo, requerimos validar los instrumentos con los cuales recogeré la información necesaria para poder desarrollar mi investigación y con la cual optaré el título de Ingeniero.

El título nombre de mi proyecto de investigación es: **“Diseño de una maquina hibrida para procesos de rolado de lámina de $\frac{1}{2}$ ” y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4” de diámetro en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo”** y siendo imprescindibles contar con la aprobación de profesionales especializados para poder aplicar los instrumentos en mención, hemos considerado conveniente recurrir a usted, ante su connotada experiencia en el tema.

El expediente de validación, que le hacemos llegar contiene:

- Carta de presentación.
- Matriz de consistencia.
- Matriz de Operacionalizacion de la variable.

Expresándole nuestros sentimientos de respeto y consideración nos despedimos de usted, no sin antes agradecerle por la atención que dispense a la presente.

Atentamente.



Estalfer Rodriguez Alayo
DNI: 46751899



Willington Cabrera Pérez
DNI: 41719482

MATRIZ DE CONSISTENCIA

Autores: Cabrera Pérez Willington Arturo Rodríguez Alayo Estalfer Juseym				
Título: Diseño de una maquina híbrida para procesos de rolado de lámina de 1/2" y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4" de diámetro en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo.				
Problema	Objetivos	Hipótesis	Variables	Metodología
¿Es viable diseñar una maquina híbrida para procesos de rolado de lámina y curvado de perfiles para incrementar la rentabilidad en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo?	Objetivo General: Diseñar una maquina híbrida para procesos de rolado de lámina de 1/2" y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4" de diámetro, para incrementar la rentabilidad en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo.	Es viable diseñar una maquina híbrida para procesos de rolado de lámina de 1/2" y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4" de diámetro, así incrementar la rentabilidad en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo.	Variable dependiente: RENTABILIDAD	1- Tipo de Investigación: Descriptivo – pre experimental 2. Método: Deductivo 4. Diseño de la Investigación: No experimental 5. Población: ➤ <i>POBLACION 1:</i> Curvadoras NARGESA. (Anexos) ➤ <i>POBLACION 2:</i> Roladoras SYNCRO FACCIN (Anexos) ➤ <i>POBLACION 3:</i> Ingenieros mecánicos con experiencia en la especialidad. (Anexos) 6. Muestra: No probabilística. 7. Técnicas: Análisis documental 8. Instrumentos: <ul style="list-style-type: none"> Fichas de registro de datos (Anexos). Entrevistas a ingenieros expertos en el área de máquinas roladoras Matriz morfológica Observación de Operacionalización de diversas máquinas.
	Objetivos Específicos: ✓ Realizar la lista de exigencias de la empresa SOLINPA E I R L. ✓ Realizar la matriz morfológica con los fines requeridos. ✓ Realizar las respectivas pruebas de funcionamiento de la			

				<p>máquina en el programa de simulación de diseño CAD para así obtener resultados.</p> <p>✓ Prolongar la vida útil de trabajo de la máquina híbrida, dándole un amplio factor de seguridad y confiabilidad, seleccionando los materiales adecuados para el diseño.</p> <p>✓ Implementar una máquina híbrida con las normas y especificaciones técnicas necesarias para su empleo y de bajo costo.</p> <p>✓ Presupuestar y evaluar su costo beneficio.</p>

MATRIZ DE OPERACIONALIZACIÓN DE LA VARIABLE

Variable: Rentabilidad

Dimensiones	Indicadores	Ítems	Niveles o rangos
Variación económica	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Costos ➤ Tiempo 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Verifica los sobrecostos de producción. 2. Realiza análisis de tiempo perdido 3. Verifica las ganancias. 4. Analiza proformas más bajas. 5. Realiza más trabajos con precios no elevados. 6. Analiza cada trabajo que se realiza en terceros. 7. Analiza el tiempo que toma a realizar un trabajo en terceros. 8. Verifica cual es el tiempo de transporte de un trabajo a terceros. 9. Analiza si el trabajo se realiza con garantía. 10. Analiza la relación costo/tiempo de un trabajo. 	

Fuente: propia.

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO QUE MIDE LA RENTABILIDAD

N°	DIMENSIONES / ítems	Pertinencia ¹		Relevancia ²		Claridad ³		Sugerencias
		Sí	No	Sí	No	Sí	No	
	DIMENSIÓN 1							
1	Verifica los sobrecostos de producción.	/		/		/		
2	Realiza análisis de tiempo perdido	/		/		/		
3	Verifica las ganancias.	/		/		/		
4	Analiza proformas más bajas.	/		/		/		Analizar proformas de maquinas existentes acorde con presupuesto
5	Realiza trabajos con precios no elevados.	/		/		/		
6	Analiza cada trabajo que se realiza en terceros.	/		/		/		Superficial.
7	Analiza el tiempo que toma a realizar un trabajo en terceros.	/		/		/		
8	Verifica cual es el tiempo de transportar un trabajo a terceros.	/		/		/		
9	Analiza si el trabajo se realiza con garantía.	/		/		/		Documento de garantía.
10	Analiza la relación costo/tiempo de un trabajo.		x	/		x		no coincide.

Observaciones (precisar si hay suficiencia):

Opinión de aplicabilidad: Aplicable [] No aplicable [X]

Aplicable después de corregir [X]

Apellidos y nombres del juez validador. Ing. ALEX TEJEDA PONCE DNI: 42219417

Especialidad del validador: INGENIERO MECANICO

Trujillo, diciembre del 2018

- ¹Pertinencia: El ítem corresponde al concepto teórico formulado.
²Relevancia: El ítem es apropiado para representar al componente o dimensión específica del constructo.
³Claridad: Se entiende sin dificultad alguna el enunciado del ítem, es conciso, exacto y directo.

Nota: Suficiencia, se dice suficiencia cuando los ítems planteados son suficientes para medir la dimensión.



Ing. ALEX TEJEDA PONCE
DNI: 42219417

CARTA DE PRESENTACIÓN

Señor: Ing. Deyvi Minaya Cruz

Presente

Asunto: VALIDACIÓN DE INSTRUMENTOS A TRAVÉS DE JUICIO DE EXPERTO.

Nos es muy grato comunicarnos con usted para expresarle nuestro saludo y así mismo, hacer de su conocimiento que siendo estudiantes del programa SUBE de la carrera profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad César Vallejo, requerimos validar los instrumentos con los cuales recogeré la información necesaria para poder desarrollar mi investigación y con la cual optaré el título de Ingeniero.

El título nombre de mi proyecto de investigación es: **“Diseño de una maquina hibrida para procesos de rolado de lámina de ½” y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4” de diámetro en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo”** y siendo imprescindibles contar con la aprobación de profesionales especializados para poder aplicar los instrumentos en mención, hemos considerado conveniente recurrir a usted, ante su connotada experiencia en el tema.

El expediente de validación, que le hacemos llegar contiene:

- Carta de presentación.
- Matriz de consistencia.
- Matriz de Operacionalizacion de la variable.

Expresándole nuestros sentimientos de respeto y consideración nos despedimos de usted, no sin antes agradecerle por la atención que dispense a la presente.

Atentamente.



Estalfer Rodriguez Alayo
DNI: 46751899



Willington Cabrera Pérez
DNI: 41719482

MATRIZ DE CONSISTENCIA

Autores: Cabrera Pérez Willington Arturo Rodríguez Alayo Estalfer Juseym				
Título: Diseño de una máquina híbrida para procesos de rolado de lámina de 1/2" y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4" de diámetro en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo.				
Problema	Objetivos	Hipótesis	Variables	Metodología
¿Es viable diseñar una máquina híbrida para procesos de rolado de lámina y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4" de diámetro, para incrementar la rentabilidad en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo?	Objetivo General: Diseñar una máquina híbrida para procesos de rolado de lámina de 1/2" y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4" de diámetro, para incrementar la rentabilidad en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo.	Es viable diseñar una máquina híbrida para procesos de rolado de lámina de 1/2" y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4" de diámetro, así incrementar la rentabilidad en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo.	Variable dependiente: RENTABILIDAD	1- Tipo de Investigación: Descriptivo – pre experimental 2. Método: Deductivo 4. Diseño de la Investigación: No experimental 5. Población: ➤ POBLACION I: Curvadoras NARGESA. (Anexos) ➤ POBLACION 2: Roladoras SYNCRO FACCIN (Anexos) ➤ POBLACION 3: Ingenieros mecánicos con experiencia en la especialidad. (Anexos) 6. Muestra: No probabilística. 7. Técnicas: Análisis documental 8. Instrumentos: <ul style="list-style-type: none"> Fichas de registro de datos (Anexos). Entrevistas a ingenieros expertos en el área de máquinas roladoras Matriz morfológica Observación de Operacionalización de diversas máquinas.
	Objetivos Específicos: ✓ Realizar la lista de exigencias de la empresa SOLINPA E I R L. ✓ Realizar la matriz morfológica con los fines requeridos. ✓ Realizar las respectivas pruebas de funcionamiento de la			

	<p>máquina en el programa de simulación de diseño CAD para así obtener resultados.</p> <ul style="list-style-type: none"> ✓ Prolongar la vida útil de trabajo de la máquina híbrida, dándole un amplio factor de seguridad y confiabilidad. 			
	<p>seleccionando los materiales adecuados para el diseño.</p> <ul style="list-style-type: none"> ✓ Implementar una máquina híbrida con las normas y especificaciones técnicas necesarias para su empleo y de bajo costo. 			
	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Presupuestar y evaluar su costo beneficio. 			

MATRIZ DE OPERACIONALIZACIÓN DE LA VARIABLE

Variable: Rentabilidad

Dimensiones	Indicadores	Ítems	Niveles o rangos
Variación económica	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Costos ➤ Tiempo 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Verifica los sobre costos de producción. 2. Realiza análisis de tiempo perdido 3. Verifica las ganancias. 4. Analiza proformas más bajas. 5. Realiza más trabajos con precios no elevados. 6. Analiza cada trabajo que se realiza en terceros. 7. Analiza el tiempo que toma a realizar un trabajo en terceros. 8. Verifica cual es el tiempo de transporte de un trabajo a terceros. 9. Analiza si el trabajo se realiza con garantía. 10. Analiza la relación costo/tiempo de un trabajo. 	

Fuente: propia.

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO QUE MIDE LA RENTABILIDAD

N°	DIMENSIONES / ítems	Pertinencia ¹		Relevancia ²		Claridad ³		Sugerencias
		Sí	No	Sí	No	Sí	No	
	DIMENSIÓN 1							
1	Verifica los sobrecostos de producción.	✓		✓		✓		
2	Realiza análisis de tiempo perdido	✓		✓		✓		
3	Verifica las ganancias.	✓		✓		✓		
4	Analiza proformas más bajas.	✓		✓		✓		
5	Realiza trabajos con precios no elevados.	✓		✓		✓		
6	Analiza cada trabajo que se realiza en terceros.	✓		✓			X	Especificar que tipo de trabajo.
7	Analiza el tiempo que toma a realizar un trabajo en terceros.	✓		✓		✓		
8	Verifica cual es el tiempo de transportar un trabajo a terceros.	✓			X		X	Especificar como afecta la rentabilidad.
9	Analiza si el trabajo se realiza con garantía.	✓		✓		✓		
10	Analiza la relación costo/tiempo de un trabajo.	✓		✓		✓		

Observaciones (precisar si hay suficiencia):

Opinión de aplicabilidad: Aplicable ☐ No aplicable ☐

Aplicable después de corregir ☒

Apellidos y nombres del juez validador. Ing. Deyvi Minaya Cruz DNI: 41663781

Especialidad del validador: Ingeniero Mecánico


¹Pertinencia: El ítem corresponde al concepto teórico formulado.

²Relevancia: El ítem es apropiado para representar al componente o dimensión específica del constructo.

³Claridad: Se entiende sin dificultad alguna el enunciado del ítem, es conciso, exacto y directo.

Nota: Suficiencia, se dice suficiencia cuando los ítems planteados son suficientes para medir la dimensión.

Trujillo, diciembre del 2018


Deyvi O. Minaya Cruz
ING. MECÁNICO
R. CIP. 128973
Ing. Deyvi Minaya Cruz
DNI: 41663781

CARTA DE PRESENTACIÓN

Señor: Ing. Adolfo Popayán Villanueva

Presente

Asunto: VALIDACIÓN DE INSTRUMENTOS A TRAVÉS DE JUICIO DE EXPERTO.

Nos es muy grato comunicarnos con usted para expresarle nuestro saludo y así mismo, hacer de su conocimiento que siendo estudiantes del programa SUBE de la carrera profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad César Vallejo, requerimos validar los instrumentos con los cuales recogeré la información necesaria para poder desarrollar mi investigación y con la cual optaré el título de Ingeniero.

El título nombre de mi proyecto de investigación es: **“Diseño de una maquina hibrida para procesos de rolado de lámina de ½” y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4” de diámetro en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo”** y siendo imprescindibles contar con la aprobación de profesionales especializados para poder aplicar los instrumentos en mención, hemos considerado conveniente recurrir a usted, ante su connotada experiencia en el tema.

El expediente de validación, que le hacemos llegar contiene:

- Carta de presentación.
- Matriz de consistencia.
- Matriz de Operacionalizacion de la variable.

Expresándole nuestros sentimientos de respeto y consideración nos despedimos de usted, no sin antes agradecerle por la atención que dispense a la presente.

Atentamente.



Estalfer Rodriguez Alayo
DNI: 46751899



Willington Cabrera Pérez
DNI: 41719482

MATRIZ DE CONSISTENCIA

Autores: Cabrera Pérez Willington Arturo Rodríguez Alayo Estalfer Juseym				
Título: Diseño de una máquina híbrida para procesos de rolado de lámina de 1/2" y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4" de diámetro en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo.				
Problema	Objetivos	Hipótesis	Variables	Metodología
¿Es viable diseñar una máquina híbrida para procesos de rolado de lámina y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4" de diámetro, para incrementar la rentabilidad en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo?	Objetivo General: Diseñar una máquina híbrida para procesos de rolado de lámina de 1/2" y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4" de diámetro, para incrementar la rentabilidad en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo.	Es viable diseñar una máquina híbrida para procesos de rolado de lámina de 1/2" y curvado de perfiles SCHEDULE 40 de 4" de diámetro, así incrementar la rentabilidad en la empresa SOLINPA E I R L en la ciudad de Trujillo.	Variable dependiente: RENTABILIDAD	1- Tipo de Investigación: Descriptivo – pre experimental 2. Método: Deductivo 4. Diseño de la Investigación: No experimental 5. Población: ➤ POBLACION 1: Curvadoras NARGESA. (Anexos) ➤ POBLACION 2: Roladoras SYNCRO FACCIN (Anexos) ➤ POBLACION 3: Ingenieros mecánicos con experiencia en la especialidad. (Anexos) 6. Muestra: No probabilística. 7. Técnicas: Análisis documental 8. Instrumentos: <ul style="list-style-type: none"> Fichas de registro de datos (Anexos). Entrevistas a ingenieros expertos en el área de máquinas roladoras Matriz morfológica Observación de Operacionalización de diversas máquinas.
	Objetivos Específicos: ✓ Realizar la lista de exigencias de la empresa SOLINPA E I R L. ✓ Realizar la matriz morfológica con los fines requeridos. ✓ Realizar las respectivas pruebas de funcionamiento de la			

				<p>máquina en el programa de simulación de diseño CAD para así obtener resultados.</p> <p>✓ Prolongar la vida útil de trabajo de la máquina híbrida, dándole un amplio factor de seguridad y confiabilidad, seleccionando los materiales adecuados para el diseño.</p> <p>✓ Implementar una máquina híbrida con las normas y especificaciones técnicas necesarias para su empleo y de bajo costo.</p> <p>✓ Presupuestar y evaluar su costo beneficio.</p>
--	--	--	--	---

MATRIZ DE OPERACIONALIZACIÓN DE LA VARIABLE

Variable: Rentabilidad

Dimensiones	Indicadores	Ítems	Niveles o rangos
Variación económica	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Costos ➤ Tiempo 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Verifica los sobrecostos de producción. 2. Realiza análisis de tiempo perdido 3. Verifica las ganancias. 4. Analiza proformas más bajas. 5. Realiza más trabajos con precios no elevados. 6. Analiza cada trabajo que se realiza en terceros. 7. Analiza el tiempo que toma a realizar un trabajo en terceros. 8. Verifica cual es el tiempo de transporte de un trabajo a terceros. 9. Analiza si el trabajo se realiza con garantía. 10. Analiza la relación costo/tiempo de un trabajo. 	

Fuente: propia.

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO QUE MIDE LA RENTABILIDAD

N°	DIMENSIONES / ítems	Pertinencia ¹		Relevancia ²		Claridad ³		Sugerencias
		Sí	No	Sí	No	Sí	No	
	DIMENSIÓN 1							
1	Verifica los sobrecostos de producción.	✓		✓		✓		
2	Realiza análisis de tiempo perdido	✓		✓		✓		
3	Verifica las ganancias.	✓			✓		✓	Considerar relaciones con Costos y Utilidad. Para Empresa.
4	Analiza proformas más bajas.	✓		✓		✓		
5	Realiza trabajos con precios no elevados.	✓		✓		✓		
6	Analiza cada trabajo que se realiza en terceros.	✓		✓		✓		
7	Analiza el tiempo que toma a realizar un trabajo en terceros.	✓		✓		✓		
8	Verifica cual es el tiempo de transportar un trabajo a terceros.	✓		✓		✓		
9	Analiza si el trabajo se realiza con garantía.	✓		✓			✓	Mejorar o precisar la garantía al término "Garantía"
10	Analiza la relación costo/tiempo de un trabajo.	✓		✓		✓		

Observaciones (precisar si hay suficiencia):

Opinión de aplicabilidad: Aplicable [] No aplicable [X]

Apellidos y nombres del juez validador. Ing. Adolfo Popayán Villanueva DNI: 41661616

Especialidad del validador: INGENIERO EN ENERGIA

Trujillo, diciembre del 2018

- ¹Pertinencia: El ítem corresponde al concepto teórico formulado.
²Relevancia: El ítem es apropiado para representar al componente o dimensión específica del constructo.
³Claridad: Se entiende sin dificultad alguna el enunciado del ítem, es conciso, exacto y directo.

Nota: Suficiencia, se dice suficiencia cuando los ítems planteados son suficientes para medir la dimensión.



COLEGIO DE INGENIEROS DEL PERÚ
Consejo Departamental de Lima
Popayán Villanueva Adolfo M.
CIP N° 1944
INGENIERO EN ENERGIA

Ing. Adolfo Popayán Villanueva
DNI: 41661616